

**PERENCANAAN KETEL UAP
UNTUK PABRIK KIMIA
DENGAN KAPASITAS UAP 3,2 TON/JAM**



OLEH :

**NAMA : OKTA WIRAWAN
NIM : M 101 83 0010**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO
S E M A R A N G**

UTP-PUSTAKA-UNDIP

DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO
JL. HAYAM WURUK No. 5 - 7 — TELP. 3115 16 - 517 — TELEX 22316 — SEMARANG

TUGAS SARJANA

TS.3

terikan kepada : Okta Wlrawan NIM M.101830010
en pembimbing : Ir. Slamet Waluyo

embimbing : 1. Ir. Arijanto
2. _____

ka waktu
elelesaian

: 5 bulan

pipa api
Perencanaan Ketel Uap Untuk Pabrik Kimia.
Dengan data-data: Uap jenuh 3,2 ton/jam, tekanan 16 Kg/cm²
Air pengisian 300°C, bahan bakar minyak residu, ketel ber-
jarak 38 m melalui pipa penyalur uap ketempat pemakaian.

Design : Ketel uap, dengan irisan tertentu (pipa-pipa,
burner, alat pengukur, ekonomiser) dan irisan melintang
detail design : burner, letak pipa, ekonomiser.



Semarang, 8 September 1990
Pembimbing,

Ir. Slamet Waluyo
NIP _____

2. Ir. Arijanto
NIP _____

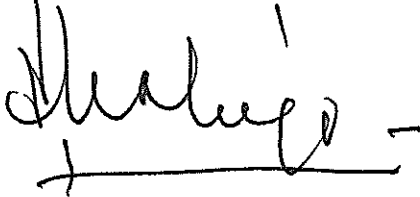
3. _____
NIP _____

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini telah disetujui dan disyahkan :

Semarang, Juni 1991

Pembimbing Utama



(Ir. Slamet Waluyo)

Co Pembimbing



(Ir. Arijanto)

KATA PENGANTAR

Tugas Sarjana berjudul Perencanaan Ketel uap untuk Pabrik Kimia dengan kapasitas $3,2 \text{ ton/jam}$, ini disusun untuk melengkapi persyaratan guna meraih kesarjanaan dalam bidang Teknik Mesin di Jurusan Teknik Mesin di Fakultas Teknik Universitas Diponegoro Semarang.

Dengan menyusun tugas akhir ini, penulis mendapat banyak bantuan dan bimbingan baik moril maupun materiil dari berbagai pihak. Pada kesempatan inilah penulis haturkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Slamet Waluyo selaku pembimbing utama penulis yang telah banyak meluangkan waktunya untuk penulis.
2. Bapak Ir. Arijanto selaku Co Pembimbing penulis yang telah banyak memberi bantuan.
3. Bapak Drs. Martono Marsigit, Apth selaku Ketua Jurusan Program study Teknik Mesin Universitas Diponegoro.
4. Staf pengajar Jurusan Program Study Teknik Mesin Universitas Diponegoro yang telah memberikan bekal pengetahuan.
5. Para Karyawan TU dan Perpustakaan Mesin yang telah bersedia memberikan kemudahan pelayanan selama ini.
6. Semua pihak yang belum sempat penulis sebutkan satu persatu dalam kesempatan ini.

Dengan selesainya tugas akhir ini, penulis mengharapkan semoga buku ini ada manfaatnya bagi pihak-pihak yang membutuhkannya.

Semarang, Juni 1991

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN TUGAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	vi
BAB I PENDAHULUAN	1
BAB II DATA-DATA PERENCANAAN	11
2.1 Kerugian tekanan sepanjang pipa Penyalur Uap	11
2.2 Kerugian Tekanan pada sambungan-sambungan dan Katup	16
2.3 Kerugian tekanan pada stasiun keluar - Ketel dan stasiun masuk alat	17
BAB III PEMILIHAN JENIS KETEL	19
3.1 Jenis-jenis Ketel	19
3.2 Pemilihan Ketel	22
BAB IV BAHAN BAKAR DAN TEHNIK PEMBAKARAN	26
4.1 Bahan bakar	26
4.2 Nilai pembakaran	28
4.3 Pemakaian bahan bakar	29
4.4 Tehnik Pembakaran	30
4.5 Jumlah Gas Asap yang dihasilkan	38
4.5.1. Besaran-besaran persatuan waktu	41

4.6 Efisiensi Ketel	41
4.6.1 Kerugian Cerobong	42
4.6.2 Kerugian Pembakaran	43
4.6.3 Kerugian Pancaran	44
4.6.4 Kerugian Debu/Kerak.	44
4.6.5 Kerugian-kerugian lain	45
4.6.6 Efisiensi Ketel	46
BAB V TEMPERATUR API RUANG BAKAR	47
5.1 Ruang bakar	47
5.2 Derajat kehitaman badan api	48
5.2.1 Derajat Kehitaman bidang Mantel - badan api	51
5.2.2 Derajat Kehitaman bidang muka dan dan belakang badan api	52
5.2.3 Derajat Kehitaman badan api rata-rata.	54
5.3 Derajat Kehitaman Ruang Bakar	54
5.4 Temperatur Api Ruang Bakar	55
BAB VI PERPINDAHAN KALOR	59
6.1 Kebutuhan Kalor	59
6.2 Perencanaan Ekonomiser.....	59
6.2.1 Data Perencanaan Ekonomiser	60
6.2.2 Perhitungan dan Perencanaan Ekonomiser.	62
6.2.2.1 Dimensi Ekonomiser	62
6.2.2.2 Perhitungan kecepatan Gas Asap ...	63
6.2.2.3 Menentukan kecepatan air dalm Pipa -	

Ekonomiser.....	64
6.2.2.4 Ditinjau dari luas bidang Pemanas .	65
6.2.2.5 Perhitungan Koefisien perpindahan kalor menyeluruh	66
6.3 Perpindahan Kalor dalam ruang bakar	71
6.3.1 Perpindahan Kalor Radiasi.....	71
6.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi.....	75
6.3.3 Teori perpindahan Kalor dalam Pipa Gas Asap	81
6.4 Perpindahan Kalor pada Pipa Gas Asap.....	91
6.5 Koreksi Temperatur keluar pada Pipa Gas Asap	95
6.6 Koreksi Temperatur dinding Pipa Gas Asap..	97
BAB VII UKURAN UTAMA DAN KONSTRUKSI KETEL	99
7.1 Ruang Bakar	99
7.2 Tangki Ketel	100
7.3 Pipa Gas Asap dan Pipa penguat.....	102
7.3.1 Tebal dinding Pipa Gas Asap.....	103
7.3.2 Pipa Penguat	104
7.4 Beban bidang Pemanas	107
7.5 Defleksi Pipa Gas Asap dan Pipa penguat...	108
7.6 Berat Ketel	110
7.7 Defleksi Tangki Ketel	114
7.8 Cerobong Gas Asap	119
7.8.1 Temperatur Gas Asap	119

7.8.2 Tarikan Cerobong	120
7.8.3 Diameter Cerobong	121
BAB VIII PERLENGKAPAN KETEL	123
8.1 Burner	123
8.2 Katup pengisi air	125
8.3 Katup Uap	127
8.4 Katup pengaman	128
8.5 Katup Pembilas	129
8.6 Gelas penduga	130
8.7 Pluit Belanga	131
8.8 Manometer	132
8.9 Lubang Cerobong	133
BAB IX KESIMPULAN.....	134
LITERATUR	139
LAMPIRAN	141

BAB I

PENDAHULUAN

Ketel adalah alat yang digunakan untuk memindahkan energi kalor dari suatu sumber kalor ke media lain, sehingga kalor tersebut dapat dilepaskan kembali untuk dimanfaatkan sesuai kebutuhan. Media pembawa kalor yang umum dipakai adalah air atau uap air, hal ini disebabkan karena aman, murah dan banyak terdapat di alam bebas. Energi kalor tersebut dipindahkan melalui bagian-bagian tertentu dari ketel, yang disebut bidang pemanas. Proses perpindahan kalor ini terjadi karena terdapatnya perbedaan temperatur dalam sebuah benda, atau antara dua benda yang terkontak dan kalor dipindahkan dari yang bertemperatur lebih tinggi ke yang lebih rendah. Proses perpindahan kalor ini dapat berlangsung dalam salah satu atau kombinasi dari 3 cara : konduksi, konveksi dan radiasi.

Dalam perencanaan ketel, mula-mula harus dikumpulkan data-data yang lengkap antara lain sebagai berikut :

1. Kapasitas uap yang dihasilkan.
2. Tekanan kerja.
3. Temperatur uap.
4. Kualitas uap.
5. Bahan bakar yang digunakan.

Juga pertimbangan-pertimbangan lain yang seperti :

1. Fungsi ketel, dalam hal ini ketel digunakan untuk pabrik kimia.

2. Lingkungan tempat yang digunakan ketel tersebut.

Kemudian dapat melakukan pemilihan jenis ketel, langkah selanjutnya melakukan perencanaan ketel itu sendiri.

Perencanaan ketel tersebut haruslah meliputi tentang :

a. Masalah bahan bakar dan teknik pembakaran.

b. Proses perpindahan kalor.

c. Perencanaan konstruksinya.

Sehingga diperoleh bentuk dan ukuran ketel yang memenuhi syarat, baik dilihat dari kesanggupan memindahkan energi kalornya maupun dari segi kekuatan dan kemungkinan proses pembuatannya. Ditinjau dari segi keamanan perlu juga direncanakan alat-alat pelengkapanya seperti : pembakar, katup pengaman, katup pengisian air, katup keluar uap, katup pembilas, manometer, gelas penduga, lubang orang, pluit bahaya dan lain-lainnya yang berdasarkan undang-undang keamanan yang berlaku.

Air pengisi ketel.

Air pengisi ketel adalah air yang siap dimasukkan dalam ketel uap, jadi bukan air yang telah masuk dalam ketel. Air pengisi pada umumnya merupakan air yang sudah tersedia pada feed water tank yang sudah dikumpulkan pada tangki air yang sewaktu-waktu siap dipakai untuk dimasukkan dalam ketel. Karena harus dipakai setiap saat,

maka air tersebut harus sudah memenuhi syarat standar sebagai air pengisi. Bila airnya berasal dari air sungai, maka harus disaring lebih dahulu dengan saringan konvensional yang dinamakan Rapid Sand Filter. Kemudian disaring lagi dengan High Temperature Carbon dan Sillicon Plant hingga dapat dimurnikan dengan Water Treatment Plant.

Pengaruh kebersihan air pengisi dapat terlihat pada efisiensi ketel, karena berkaitan erat dengan produksi uap yang dihasilkan. Bila air yang dipakai tidak memenuhi standar kualitas air pengisi ketel, maka lama-kelamaan akan terbentuk batu ketel. Hal ini jelas merugikan, karena batu ketel tersebut dapat menghalangi penyerapan panas, yang pada akhirnya kapasitas penguapan menjadi berkurang.

Macam air pengisi ketel adalah sebagai berikut :

Air pengisi ketel yang berasal dari air kondensasi.

Air kondensasi *adalah* air yang terjadi karena proses kondensasi dari uap, dimana proses tersebut terjadi dalam badan-badan mesin yang berupa kondenser, preheater, evaporator dan boiling fan. Air kondensasi ini pada umumnya bebas dari garam, asam dan gas-gas yang tidak menguntungkan, yakni yang masih mengandung minyak. Minyak dalam air kondensasi

akan berpengaruh terhadap PH maupun entalpi. Adanya

minyak dalam air kondensasi dapat dilihat dari timbulnya buih atau busa, dan ternyata buih ini akan membawa kotoran-kotoran bersama-sama dengan uap panas lanjut. Pengaruh minyak dalam air kondensasi akan mengakibatkan :

1. Timbulnya buih.
2. Ikutnya kotoran di dalam uap.
3. akan menimbulkan ledakan.
4. Air dalam uap menyebabkan terjadinya water slip pada mesin dan merusak sudu-sudu turbin uap.

Untuk mencegahnya maka harus dipasang pemisah minyak (oil spring) pada saluran uap bekasnya.

Air pengisi ketel yang berasal air hujan, air sungai (air laut) dan air dari mata air.

Air hujan *adalah* air yang termurni diantara air sungai dan air yang berasal dari sumber, karena air hujan terjadi dari proses penyulingan secara alami.

Air sungai terjadi dari air sumber dan air hujan yang jatuh ke bumi. Pada umumnya air sungai itu berwarna keruh, karena sudah bercampur dengan bermacam-macam zat-zat organik maupun anorganik. Air sumber pada umumnya mengandung :

- a. Zat-zat humus, *adalah* sisa-sisa tumbuh-tumbuhan yang dapat larut dalam air.
- b. Zat asam arang, *adalah* gas yang diantaranya dipisahkan oleh akar tumbuh-tumbuhan yang terdapat di dalam tanah.

c. Zat kapur, dimana terjadi dari reaksi :

asam arang + kapur \longrightarrow larutan kapur.

d. Batu tahu (gips), adalah kapur asam belerang.

e. Garam-garam magnesium

asam arang + magnesium asam arang \longrightarrow magnesium
asam arang rangkap.

f. Persenyawaan besi, berupa persenyawaan asam arang
rangkap.

g. Asam kersik, adalah persenyawaan aluminium dari tanah
liat.

Standar air ketel.

Air ketel yang baik, yaitu dalam kelompok air
kondensasi, mempunyai beberapa persyaratan standar,
menurut standar Belanda :

- Kesadahan : 0,3 - 0,5 °D
- PH : 8 - 9
- Oksigen : 0,05 - 0,1 mg/L
- Phospat : 1 - 3 mg/L
- Silikat : 20 mg/L
- Minyak : 3 - 5

Standar diatas didasarkan pada standar yang dibuat oleh
Belanda. Sedangkan standar internasional yang
dipergunakan masih terdapat beberapa persyaratan yaitu
tentang CO₂, besi, tembaga, zat kering terlarut dan
densitas.

Derajat kekerasan terhadap pembentukan batu ketel. Derajat kekerasan air *ialah* ukuran kekerasan batu ketel yang terjadi dalam silinder akibat pengendapan mineral dari air tersebut yang dinyatakan dalam derajat Djerman ($^{\circ}\text{D}$). Pemeriksaan yang perlu diperhatikan adalah :

1 $^{\circ}\text{D}$ = 10 mg/L kalsium dioksida (CaCO_2).

= 17,87 ppm (part per million).

1 $^{\circ}\text{D}$ menunjukkan adanya 17,8 gram CaCO_2 , atau menunjukkan kapur yang larut dalam minyak tiap m^3 air sebesar 24,3 gram CaCO_4 atau menunjukkan endapan batu ketel dalam tiap m^3 air sebesar 15 gram MgCO_3 . Apabila air mempunyai derajat kekerasan Djerman kurang dari 8, maka air itu dapat disebut bersifat lunak, tetapi bila telah mencapai 15 $^{\circ}\text{D}$ tiap m^3 maka air tersebut dinamakan air keras. Dalam air pengisi ketel ada 3 macam kekerasan, yaitu :

* kekerasan sementara

* kekerasan tetap

* kekerasan total

Kekerasan sementara *adalah* kekerasan yang dapat hilang pada waktu air dipanasi, keadaan semacam ini sering disebut kekerasan karbonat. Apabila air yang mengandung larutan kapur, maka beberapa asam arang akan terdesak dan terpisah. Kekerasan sementara yang bersifat tidak tetap ini disebabkan pada suhu-suhu yang agak tinggi persenyawaan-persenyawaan lain akan melepaskan

diri. Ada kekerasan air, secara umum dapat dikatakan karena adanya larutan garam Ca dan Mg dalam air pengisi ketel. Misalnya :

- Kekerasan menurut derajat Djerman.

Dalam 1 liter air mengandung larutan garam Ca atau Mg yang setara dengan kadar Ca dalam 10 mg CaO.

- Kekerasan menurut derajat Perancis.

Dalam 1 liter air mengandung garam-garam Ca dan Mg yang setara dengan kadar Ca dalam 10 mg CaCO_3 .

- Kekerasan menurut derajat Inggris.

Dalam 0,7 liter air mengandung larutan Ca dan Mg yang setara dengan kadar Ca dalam 10 mg CaCO_3 .

Pembentukan batu ketel.

Batu ketel yang terbentuk pada ketel uap sangat tidak diinginkan, batu ketel ini berasal dari zat-zat yang terkandung dalam air pengisi yang dengan proses tertentu membentuk batu-batu ketel. Zat-zat pembentuk batu ketel antara lain :

- persenyawaan dari bahan kapur

- persenyawaan magnesium

Misalnya : kapur yang larut, magnesium yang larut dan kapur asam arang. Air yang mengandung banyak kapur atau garam Mg tidak dapat membentuk buih tetapi bila bercampur dengan bahan sabun atau soda dalam jumlah banyak maka timbulah buih. Persenyawaan yang terjadi itu akan berubah dalam persenyawaan yang tidak larut, demikian

pula garam-garam besi dari aluminium, menunjukkan tanda-tanda yang sama dari zat-zat diatas dan air tersebut disebut air keras.

Kekerasan tetap dan kekerasan total.

Kekerasan tetap *adalah* kekerasan asam mineral atau kekerasan sebelum pemanasan dan penguapannya yang tertinggal. Batu ketel yang melekat pada dinding karena endapan-endapan pelarut, kekerasannya dapat diukur dalam kekerasan derajat Djerman.

kekerasan sementara + kekerasan tetap = kekerasan total

Bila air dengan kekerasan total 15 °D, artinya jumlah itu terdiri dari kekerasan sementara dan kekerasan tetap. Misalnya bila kekerasannya semmentaranya 13 °D maka kekerasan tetapnya 2 °D

Bila kekerasan total ditulis dengan notasi X °D dan kekerasan sementara Y °D serta kekerasan tetap ditulis Z °D, maka dapat diformulasikan sebagai berikut :

$$X \text{ } ^\circ\text{D} = Y \text{ } ^\circ\text{D} + Z \text{ } ^\circ\text{D}.$$

Sebab-sebab terjadinya batu ketel.

Penyebabnya ada beberapa macam, yakni :

a. Ditimbulkan oleh air pengisi yang kotor dan tidak

memenuhi syarat standar. Biasanya air ini berasal dari air kali yang mengandung asam, garam, lumpur, pasir dan zat-zat organis lainnya. Sehingga pemakaian air kali yang tidak dimurnikan akan menyebabkan pembentukan batu ketel lebih cepat terjadi dari pada pemakaian air dari kondensasi.

- b. Karena adanya korosi dalam drum atau pipa, bejana-bejana pengisi air dan instalasi pemurnian air. Korosi itu disebabkan oleh zat O_2 dalam air pengisi, meskipun disamping itu juga minyak, lemak dan oksida logam serta asam silikat. Zat-zat tersebut harus dihindarkan sebelum pemakaian sebagai air pengisi ketel. Air yang tidak memenuhi syarat sebagai air pengisi ketel *adalah* air yang mengganggu terhadap produksi uap. Untuk mengetahui apakah air memenuhi syarat atau tidak maka harus dibandingkan dengan standar yang ada.

Standar { internasional
 { penelitian
 { lokal { pengalaman } dari pabrik yang bersangkutan

Cara menganalisa air.

Cara atau penyelidikan air dalam suatu pabrik tergantung pada masukan air yang dipergunakan. Penelitian yang harus dilakukan pada umumnya adalah : 1. Kesadahan.
 2. Kadar garam.

3. Kadar oksigen yang larut.

4. Harga PH.

5. Kadar SiO_2 .

6. Kadar P_2O_5 .

* Cara ini dilakukan terhadap analisa air dinamakan Raw Water atau air yang berasal dari sumur (air sungai).

* Cara lain disebut Soft Water, yaitu air yang telah mengalami proses pelunakan.

* Feed Water, air pengisi ketel.

* Condensate Water, air embun yang diperoleh dari proses kondensasi dalam preheater atau evaporator yang sudah dalam keadaan dingin.

Cara mengerjakan air untuk mencegah terjadinya batu ketel.

1. Mengerjakan air sebelum masuk masuk dalam ketel (external boiler water treatment).

a. Secara panas (evaporation).

b. Kapur soda (ilme soda softening).

c. Posphat (posphate).

d. Penukar ion (by ion - exchange materials).

e. Menghilangkan silikat (silion removal).

f. Menghilangkan minyak (oil removal).

2. Mengerjakan air sesudah masuk dalam ketel (internal boiler water treatment).

a.. Soda.

b. Zat-zat organik.

BAB II

DATA - DATA PERENCANAAN

ISI TUGAS : Sebuah Pabrik Kimia memerlukan uap jenuh secara kontinyu sebanyak 3,2 ton/jam pada tekanan 16 kgf/Cm² di tempat pemakaiannya. Tempat ketel berjarak 38 M melalui pipa penyalur uap ke tempat pemakaian. Air pengisian bertemperatur 30⁰ C dan bahan bakarnya minyak bakar berat / Residu.

Dalam bab ini akan diberikan perhitungan kerugian tekanan yang terjadi sepanjang pipa penyalur uap dari ketel ketempat pemakaian sehingga tekanan kerja yang sesuai dapat diketahui.

Kerugian tekanan dapat terjadi pada beberapa bagian :

1. Sepanjang pipa dari pensuplai uap ke konsumen.
2. Pada sambungan-sambungan pipa dan katup-katup.
3. Pada bagian stasiun keluar ketel dan stasiun masuk alat.

2.1 KERUGIAN TEKANAN SEPANJANG PIPA PENYALUR UAP.

Aliran fluida dipipa selalu disertai dengan friksi antara partikel fluida melawan yang lain dan akibatnya timbul kerugian energi berguna dalam proses transpor fluida dalam pipa-pipa, dengan kata lain terjadi penurunan tekanan didalam arah aliran. Persamaan umum untuk penurun-

an tekanan disebut sebagai Darcy Formula :

$$\Delta P = \frac{f \cdot l \cdot v}{d} \cdot \frac{(G)^2}{100.000} \dots\dots\dots(2 - 1)$$

dimana : f = faktor friksi.

l = panjang pipa lurus, feet.

v = volume spesifik, ft^3/lb .

d = diameter dalam pipa, in.

G = aliran massa uap, $\frac{\text{lb}}{\text{H}^2 \text{Jam}}$

KONDISI UAP	TEKANAN Psi	KEGUNAAN	KECEPATAN ALIRAN
UAP	0 - 25	PEMANASAN BERBAGAI KEPERLUAN	4.000 - 6.000
	25 LEBIH		6.000 - 10.000
UAP PANAS LANJUT	200 LEBIH	TURBIN BESAR	7.000 - 20.000

Sumber : Croker, Sabin, Piping Hand Book, 4th, Edition, Mc Graw Hill Books Company, 1945, hal. 846.

Tabel II - 1

Untuk menghitung diameter pipa, digunakan hubungan :

$$D = \rho \cdot v \cdot A \cdot \frac{\text{lb}}{\text{Jam}} \dots\dots\dots(2 - 2)$$

dimana :

D = kapasitas uap yang disalurkan $\rho = 1/V$

2. . Crocker, Sabin, Piping Handbook, hal. 863

(2 - 2) Ibid, hal. 864

$$= 3200 \text{ kg/jam} = 7054,72 \text{ lb/jam}$$

$$V = \text{volume spesifik uap pada tekanan } 16 \text{ Kg/Cm}^2 \\ = 2,05 \text{ ft}^3/\text{lbm} \text{ (pada 232 psi uap jenuh)}$$

$$V = \text{kecepatan aliran uap, ft/jam.}$$

Dari tabel II-1, diambil kecepatan uap dibatasi sampai dengan 8.000 ft/min = 480.000 ft/jam.

Maka :

$$D = P.V.A \text{ lb/jam}$$

$$A = \frac{D}{\rho.V} = \frac{7054,72 \text{ lbm/jam}}{1/2,05 \text{ lb/ft}^3 \cdot 480.000 \text{ ft/jam}} \\ = 0,03 \text{ ft}^2 \\ = 4,32 \text{ in}^2$$

Jadi diameter pipa :

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,32}{\pi}} = 2,345 \text{ in}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, diambil dari "

"Commercial wrought steel pipe data" ASA STANDARDS B&G 1950 , maka dipilih ukuran pipa nominal 3,0 in,

$$d_{\text{luar}} = 3,500 \text{ in} = 0,292 \text{ ft.}$$

$$d_{\text{dalam}} = 2,900 \text{ in} = 0,242 \text{ ft.}$$

Maka luas pipa yang sebenarnya :

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (2,900)^2}{4} = 6,605 \text{ in}^2 = 0,0458 \text{ ft}^2.$$

Kecepatan aliran uap yang sebenarnya :

$$V = \frac{D}{P.A} = \frac{7054,72 \text{ lb/jam}}{1/2,05 \text{ lb/ft}^3 \cdot 0,0458 \text{ ft}^2}$$

$$V = 315768,03 \text{ ft/jam} = 87,71 \text{ ft/sec.}$$

$$V = 26,72 \text{ m/det.}$$

Bilangan Reynolds :

$$Re = \frac{P.V.d}{\nu}$$

dimana : $\rho = \frac{I}{V}$, V = volume spesifik uap.

V = kecepatan aliran uap, ft/jam.

d = diameter dalam pipa, ft.

ν = viscositas absolutt, lb/ft.jam.

Harga ν pada tekanan uap jenuh 232 psi diperoleh sebesar

0,0185 centipoise (1 centipoise = $6,72 \cdot 10^{-4} \frac{\text{lbm}}{\text{ft. sec}}$).

Untuk lebih jelasnya lihat Lampiran A .

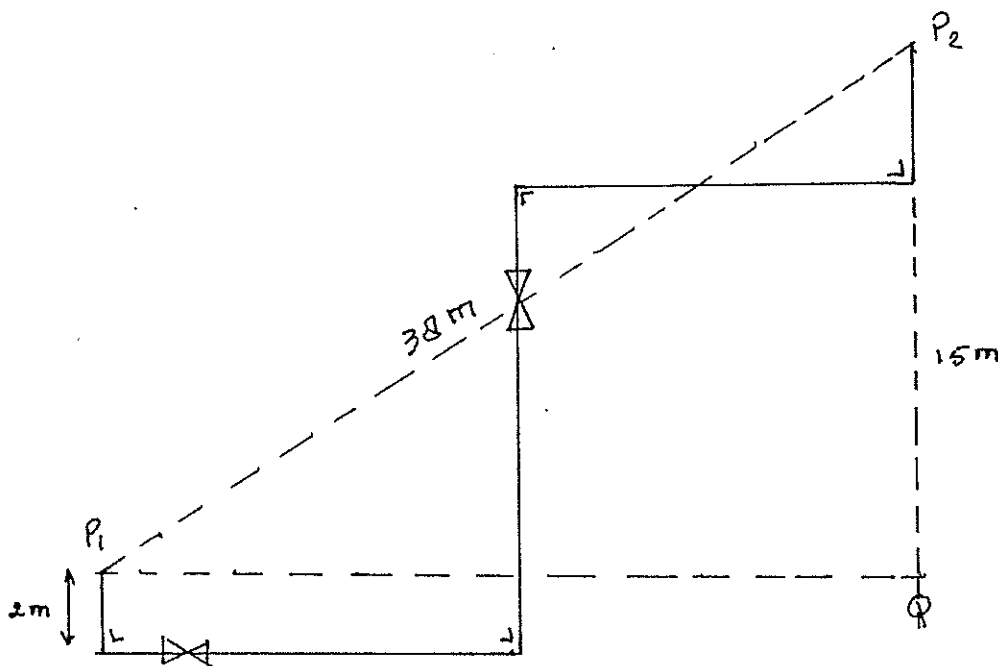
$$\text{Jadi } Re = \frac{1/2,05 \text{ lbm/ft}^3 \cdot 315768,03 \text{ ft/jam} \cdot 0,242 \text{ ft}}{0,0447 \text{ lbm/ft.jam}}$$

$$Re = 833915,68$$

Dari Lampiran B dapat diperoleh :

faktor friksi = 0,018

Sistem pipa penyalur uap dari ketel ketempat pemakaian di-
asumsikan seperti dibawah ini :



GAMBAR II-1

Sumber : Crane co, "Flow fluids through velves, fittigns and pipe" untuk mencari faktor friksi pipe.

- Keterangan :
1. Jumlah katup = 2 buah gate valve
 2. Jumlah elbow = 4 buah standard elbow 90° .
 3. Jarak tempat ketel ke pemakaian $P_1 P_2 = 38 \text{ M}$
 4. Diameter pipa sama besar yaitu :
 $d_{\text{luar}} = 3.500 \text{ in.}$

d dalam = 2,900 in.

$$\begin{aligned}\text{Jarak } P_1 Q &= P_1 P_2^2 - P_2 Q^2 \\ &= 38^2 - 15^2 \\ &= 40,85 \text{ M.}\end{aligned}$$

Jadi panjang pipa lurus total = 40,48 + 15 + 2 + 2 = 59,85 M

Maka kerugian tekanan sepanjang pipa adalah :

$$\Delta P = \frac{f \cdot l \cdot v \left(\frac{G}{100.000} \right)^2}{d} \quad \text{psi}$$

$$\text{dimana aliran massa } G = \frac{D}{A}$$

$$= \frac{7054,72 \text{ lb/jam}}{0,0458 \text{ ft}^2}$$

$$= 154.033,19 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{jam}$$

$$\begin{aligned}\Delta P &= \frac{0,018 \cdot 182,43 \cdot 2,05 \left(\frac{154.033,19}{100.000} \right)^2}{2,900} \\ &= 5,507 \text{ psi} = 0,379 \text{ Kg/Cm}^2\end{aligned}$$

2.2 KERUGIAN TEKANAN PADA SAMBUNGAN - SAMBUNGAN DAN KATUP.

Kerugian ini dinyatakan dengan :

$$\Delta P = K \cdot P \cdot \frac{v^2}{\alpha g_c} \quad \text{psf} \quad \dots\dots\dots (2 - 3)$$

dimana :

K = faktor tekanan terhadap aliran

$$\alpha = \text{massa jenis} = \frac{1}{2,05} \quad \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$$

$$g_c = \text{konstanta} = 32,2 \frac{\text{lbm} \cdot \text{ft}}{\text{lbf} \cdot \text{Sec}^2}$$

$$V = \text{kecepatan aliran} = 87,71 \text{ ft/sec.}$$

SAMBUNGAN (FITTINGS)	HARGA K
45° standard elbow	0,42
long radius elbow	0,60
90° standard elbow	0,90
standard tee	1,80
return bend, 100°	2,20
globe valve, wide open	10,00
gate valve, wide open	0,19
3/4 open	1,15
1/2 open	5,60
1/4 open	24,00

Sumber : Crane, Flow of Fluid, Crane co, Chicago, 1965,
hal. 316

TABEL II - 2
Faktor tahanan

$$\begin{aligned} \Delta P &= K \cdot P \frac{V^2}{\alpha g_c} \text{ psf} \\ &= (2 \cdot 0,18 + 4 \cdot 0,9) \frac{1}{2,05} \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3} \frac{(87,71 \text{ ft/sec})^2}{2 \cdot 32,2 \frac{\text{lbm} \cdot \text{ft}}{\text{lbf} \cdot \text{sec}^2}} \\ &= 230,756 \text{ psf} = 1,6 \text{ psi} \\ &= 0,11 \text{ Kg/Cm}^2 \end{aligned}$$

2.3 KERUGIAN TEKANAN PADA STASIUN KELUAR KETEL DAN STASIUN MASUK ALAT.

Kerugian ini dapat terjadi pada alat - alat pelengkap

seperti alat pemisah uap dan air.

Selain itu kerugian juga dapat terjadi karena kemungkinan adanya pembesaran atau pengecilan diameter saluran uap.

Untuk mengatasi kerugian ini diberikan kelebihan tekanan sebesar 2 % dari tekanan kerja ketel.

Maka tekanan kerja ketel menjadi :

$$100 \% P_k = 16 \text{ Kgf/Cm}^2 + 0,11 \text{ Kgf/Cm}^2 + 2 \% P_k + 0,379 \text{ kgf/Cm}^2$$

$$98 \% P_k = 16,489 \text{ Kgf/Cm}^2$$

$$P_k = 16,82 \text{ Kgf/Cm}^2$$

Pada perencanaan ketel ini diambil tekanan sebesar -
17 Kgf/Cm².

BAB III

PEMILIHAN JENIS-JENIS KETEL

3.1 JENIS KETEL

Ketel uap dapat digolongkan atas dasar beberapa karakteristik sebagai berikut :

- Penggunaan
- Jumlah uap
- Isi pipa
- Bentuk dan letak pipa
- Posisi ruang bakar

Secara umum ketel uap dapat digolongkan menjadi :

1. *Ketel Baja.*
2. *Ketel khusus.*
3. *Ketel nuklir.*

Dari ketiga ketel diatas akan direncanakan ketel uap dari golongan ketel baja. Adapun jenis-jenis ketel baja yaitu :

a. KETEL PIPA AIR.

Ketel ini dilengkapi dengan pipa-pipa air dan beberapa buah tromol (drum) . Bagian dalam pipa berisi air yang dialiri oleh gas asap dibagian luarnya, sedangkan drum berfungsi sebagai penyimpanan air dan uap.

Bidang pemanas ketel ini cukup luas karena pipa air dapat dibuat lebih banyak sehingga jumlah air yang menguap akan lebih besar dibanding ketel pipa api.

Pada umumnya ketel ini digunakan untuk kapasitas uap lebih besar dari 10 ton/jam dan tekanan uap lebih besar dari 20 atm. Keuntungan-keuntungan yang diperoleh dari ketel ini adalah :

- Efisiensi lebih tinggi dari pada ketel pipa api untuk kapasitas uap dan tekanan uap yang besar.
- Waktu yang dibutuhkan untuk mencapai tekanan operasi dari keadaan awal lebih cepat dibandingkan ketel pipa api karena jumlah air yang dipanaskan relatif lebih sedikit dibandingkan luas bidang pemanasan.
- Perawatan lebih mudah.
- Fleksibel dalam dimensi.

Disamping itu masih terdapat kelemahan ketel ini yaitu peka terhadap fluktuasi beban dan konstruksi rumit sehingga biaya lebih mahal. Ketel pipa air dapat digolongkan atas :

1. Ketel pipa air dengan pipa terpasang miring.
2. Ketel pipa air dengan pipa terpasang curam.
3. Ketel pipa air dengan peredaran alamiah.
4. Ketel pipa air dengan peredaran paksa.

b. KETEL PIPA API / KETEL PIPA GAS ASAP.

Tangki ketel ini berbentuk silinder yang didalamnya terdiri dari lorong api dan pipa-pipa akan memanaskan bagian luar pipa yang dikelilingi air.

Ketel ini mempunyai konstruksi ruang bakar didalam

tangki dan diluar tangki. Kondisi uap yang dihasilkan pada ketel ini biasanya hanya uap jenuh sehingga tidak perlu dilengkapi dengan APL (Alat Pemanas Lanjut).

Pada umumnya ketel ini digunakan untuk sistem pemanas proses industri yang memerlukan uap dan lain-lain.

Pemakaian ketel ini sering ditujukan untuk produksi uap maksimum 10 ton/jam dan tekanan maksimum 20 atm.

Keuntungan-keuntungan yang diperoleh pada ketel ini adalah :

- Dapat mengatasi efek fluktuasi dari beban.
- Kontruksi lebih sederhana dan biaya pemasangan lebih murah.
- Sesuai dipakai untuk kapasitas dan tekanan uap yang rendah.
- Tidak memerlukan air pengisian yang terlalu bersih.

Disamping itu masih terdapat kelemahan ketel ini yaitu waktu yang diperlukan untuk mencapai tekanan operasi dari keadaan awal yang dingin lebih lama karena volume air yang terkandung dalam ketel cukup besar.

Ketel pipa api dapat digolongkan atas.

- Ketel Vertikal Tubular.
- Ketel Locomotip.
- Ketel Scoch.
- Ketel Horizontal Return Tubular.

3.2 PEMILIHAN KETEL.

Data-data perencanaan ketel sebagai berikut :

- Kapasitas produksi uap : 3,2 ton/jam
- Tekanan uap : 16 kg/Cm².
- Temperatur air : 30^o C.
- Bahan bakar : Minyak bakar berat.
- Penggunaan : Untuk Pabrik Kimia.
- Keadaan Uap : Uap jenuh.
- Untuk pemilihan ketel perlu adanya peninjauan sifat-sifat ketel dibandingkan dengan data-data perencanaan sebagai berikut :

- Kapasitas dan tekanan uap, tekanan uap yang dibutuhkan : ditinjau dari kapasitas dan tekanan uap yang direncanakan maka ketel yang diperlukan dapat digolongkan jenis ketel dengan kapasitas dan tekanan yang rendah.
- Karakteristik beban.

Perencanaan ketel untuk Pabrik Kimia yang memerlukan uap jenuh secara kontinyu (terus menerus) selama seminggu.

Pada umumnya jumlah air ketel pada ketel pada ketel pipa api jauh lebih besar dari pada ketel pipa air, hal ini akan mempengaruhi waktu kerja ketel, serta kemampuan mengatasi fluktuasi beban. ✓

Makin besar perbandingan berat air dengan laju produksi uap, maka waktu mulai kerja ketel lebih lama, akan tetapi kemampuan untuk mengatasi fluktuasi beban lebih baik.

Dari peninjauan-peninjauan serta alasan-alasan diatas, maka ketel yang memenuhi syarat untuk dipilih adalah ketel pipa api/ketel pipa gas asap.

Pipa perincian jenis-jenis ketel pipa api, dapat dipertimbangkan untuk pemilihan ketel yang paling sesuai dengan batasan-batasan perencanaan yang ada. Serta pertimbangan berbagai faktor, maka ketel yang sesuai dengan kebutuhan untuk dipilih adalah ketel *Horizontal Return Tubular* dengan ruang bakar didalam tangki.

Ketel *HRT* terdiri tangki, ruang bakar, pipa-pipa gas asap, pipa-pipa gas asap dipasang dari bidang muka dan bidang belakang secara horizontal didalam ruang air. Diatas permukaan air terdapat ruang yang berfungsi sebagai pemisah dan penyimpan uap. Untuk mendapatkan uap kering dapat dilakukan dengan membeli plat baffle atau pipa kering pada stasiun keluar ketel.

Pada umumnya ketel *HRT* dipergunakan untuk kapasitas maksimum 10 ton/jam dan tekanan maksimum 20 atm.

Konstruksi ruang bakar pada ketel *HRT* ada 2 macam yaitu :

- Ruang bakar luar tangki.
- Ruang bakar dalam tangki.

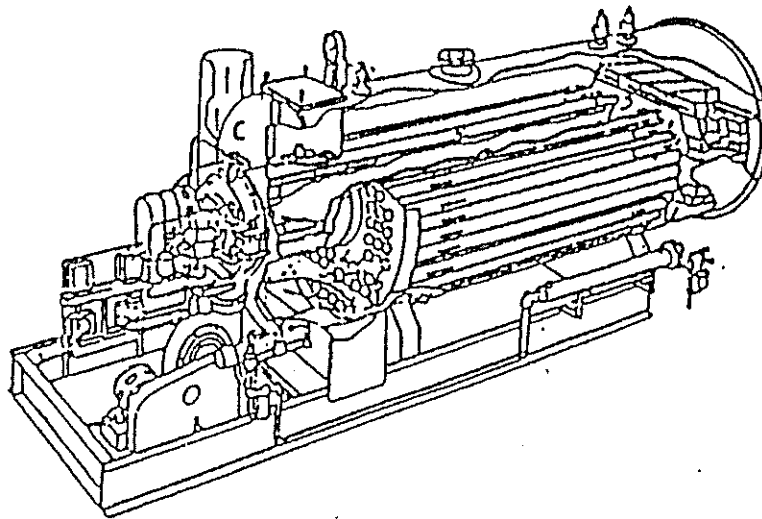
Ketel *HRT* ruang bakar didalam tangki lebih banyak digunakan saat ini karena mempunyai keuntungan-keuntungan antara lain :

- Bentuk ketel sangat kompak dan ketel mudah

dipindahkan-pindahkan.

- Luas bidang pemanas ruang bakar relatif lebih besar sehingga pembentukan uap dapat lebih cepat
- Konstruksi ketel sederhana.

Penghasil uap yang lebih baik dan lebih ekonomis dibanding ketel pipa api yang lain.

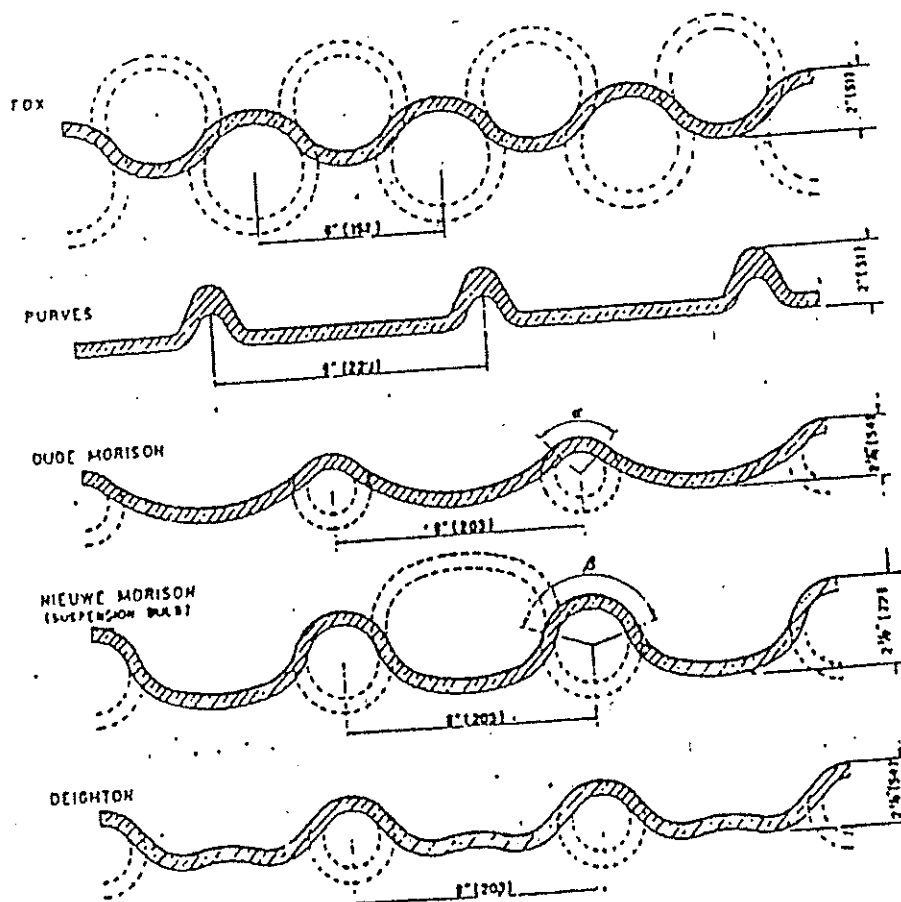


Gambar 3.1 Ketel HRT ruang bakar didalam tangki

Ruang bakar didalam tangki disebut sebagai lorong api

Ada beberapa jenis lorong api yang dipakai yaitu :

- Type Fox.
- Type Marrison.
- Type Deighton.
- Type Perves.



Gambar 3.2 Jenis jenis lorong api

BAB IV

BAHAN BAKAR DAN TEKNIK PEMBAKARAN

4.1 BAHAN BAKAR .

Sumber energi (bahan bakar) bila ditinjau dari asal mula terbentuknya maka dapat dibagi atas tiga macam :

1. Fosil, contoh : batubara, minyak bumi, gas bumi.
2. Buatan, contoh : alkohol, gas-gas.
3. Nuklir.

Dalam perencanaan ini bahan bakar yang digunakan adalah minyak bakar berat (heavy oil).

Minyak bakar (fuel oil) adalah residu dari proses destilasi minyak bumi. Minyak itu disebut minyak bakar berat bila viscositasnya tinggi, berikut untuk viscositasnya medium dan ringan maka sistim penamaannya analog dengan diatas. Jadi karakteristik dari minyak ini ditentukan oleh viscositasnya.

Minyak bumi yang beredar di Indonesia ada beberapa jenis, baik yang berasal dari Timur Tengah maupun dari Indonesia sendiri.

Minyak bumi yang berasal dari Timur Tengah itu mempunyai kadar Belerang (S) yang relatif tinggi dibandingkan dengan minyak bumi Indonesia.

Unsur-unsur yang terkandung dalam bahan bakar fosil adalah sebagai berikut :

- C (Zat Carbon).
- H (Zat Hidrogen).
- S (Zat Belerang).
- N (Zat Nitrogen).
- O (Zat Asam).
- W (air)

Komposisi minyak bakar berat adalah sebagai berikut :

$$C = 85,37 \%$$

$$H_2 = 12,03 \%$$

$$O_2 = 1,21 \%$$

$$S = 1,10 \%$$

$$N_2 = 0,09 \%$$

$$W = 0,20 \%$$

Sumber : Ledinegg M, Dampferzeugung hal.163.

Jika bahan bakar membentuk uap air, maka nilai pembakaran atas N_{pa} dan nilai pembakaran bawah N_{pb} dapat dihitung.

Nilai pembakaran dari komponen tersebut adalah

$$1 \text{ kg } H_2 \quad N_{pb} = 28570 \text{ kkal/kg} \dots\dots(4 - 1)$$

$$N_{pa} = 34000 \text{ kkal/kg}$$

$$1 \text{ kg } C \quad N_{pb} = 8100 \text{ kkal/kg}$$

$$1 \text{ Kg } S \quad N_{pb} = N_{pa} = 2500 \text{ kkal/kg}$$

Sehingga nilai pembakaran dari bahan bakar adalah :

$$N_{pa} = 8100 \cdot C + 34000 \cdot \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 \cdot S \dots(4 - 2)$$

$$N_{pb} = 8100 \cdot C + 28700 \cdot \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 \cdot S$$

(4 - 1) Ledinegg, Hal 125.

(4 - 2) Ibid, hal 126

$$- 600 \cdot (W + 9H) \dots\dots\dots (4 - 3)$$

Sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned} N_{pa} &= 8100 \cdot 0,8537 + 34000 \left(0,12 - \frac{0,01}{8}\right) + 2500 \cdot 0,01 \\ &= 10679,97 \text{ kkal/kg bb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{pb} &= 8100 \cdot 0,8537 + 28700 \left(0,12 - \frac{0,01}{8}\right) + 2500 \cdot 0,01 \\ &\quad - 600 (0,002 + 9 \cdot 0,12) \\ &= 10094,97 \text{ kkal/kg bb.} \end{aligned}$$

Adapun N_{pb} yang kita ambil adalah $N_{pb} = 10080 \text{ kkal/kg bb}$ (dari Ledinegg halaman 132).

4.2 NILAI PEMBAKARAN .

Nilai pembakaran (N_p) adalah jumlah kalor yang diperoleh pada pembakaran sempurna pada pembakaran sempurna suatu bahan bakar tiap-tiap Kg atau tiap M^3 , jadi : $\frac{\text{kkal}}{\text{kg}}$

atau $\frac{\text{kkal}}{Nm^3}$

Karena unsur bahan bakar H, bila bereaksi dengan O_2 (dari udara), akan terjadi H_2O . H_2O tersebut dapat berupa air atau uap.

Bertitik tolak dari hal diatas nilai pembakaran dapat dibedakan atas :

1. Nilai pembakaran atas (N_{pa}) : nilai pembakaran bila pada proses pembakaran bahan bakar H_2O yang terjadi berada dalam bentuk cair.
2. Nilai pembakaran bawah (N_{pb}) : nilai pembakaran bila pada proses pembakaran bahan bakar H_2O yang terjadi dalam fase uap (Gas).

Dalam teknik ketel, yang diperlukan adalah H_2O dalam fase

(4 -3) Ibid.

uap (Np_b), karena H_2O yang dalam bentuk uap tidak dapat bereaksi dengan S, apabila yang diperlukan adalah H_2O dalam bentuk cair bila bereaksi dengan S akan membentuk H_2SO_3 (asam sulfit) hal ini tidak diinginkan karena sifatnya dapat mengikis baja dan besi.

Jadi dapat disimpulkan bahwa nilai pembakaran yang digunakan adalah nilai pembakaran bawah (Np_b). Besar Np_b minyak berat = 10080 kkal/kgbb.

4.3 PEMAKAIAN BAHAN BAKAR .

Jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan uap yang diinginkan tiap jam adalah :

$$B = \frac{D (h_{uj} - h_a)}{\eta_k \cdot Np_b} \dots\dots\dots (4 - 4)$$

dimana :

D = kapasitas produksi uap, kg/jam.

= 3200 kg/jam.

h_{uj} = entalpi uap jenuh pada tekanan = 16 kg/ cm^2

= 2793,89 kJ/kg.

h_a = entalpi air masak pada temperatur 30° C
dan tekanan 1 kg/ cm^2

= 125,8 kJ/kg.

N_{pb} = nilai kalor bawah minyak berat = 10080

kkal/kgbb = 42194,88 kJ/kg.

η_k = efisiensi ketel diperkirakan 80% (pada

perhitungan akan diperiksa lagi).

Maka pemakaian bahan bakar tiap jam :

$$B = \frac{3200 (2793,89 - 125,8)}{0,8 \cdot 42194,88} = 252,93 \text{ kg/jam}$$

Disebabkan adanya kerugian proses pembakaran dalam hal ini adanya bahan bakar yang tidak menghasilkan gas asap, maka harga diatas haruslah dikoreksi.

Besarnya faktor koreksi adalah sebagai berikut :

BAHAN BAKAR	FAKTOR KOREKSI (FK)
BATUBARA	0,02 - 0,04
MINYAK	0,02
GAS	0,01

Sumber : Ledinegg, Damferzeugung, hal. 128.

Tabel IV - 1

Maka jumlah bahan bakar efektif adalah :

$$\begin{aligned} B' &= (1 - F_u) B \quad \dots\dots\dots (4 - 5) \\ &= (1 - 0,02) 252,93 \text{ kg/jam.} \\ &= 247,87 \text{ kg/jam.} \end{aligned}$$

4.4 TEHNIK PEMBAKARAN .

Pembakaran adalah proses persenyawaan bagian-bagian bahan bakar dengan O_2 dengan disertai keluarnya kalor (reaksi eksoterm) karena O_2 diambil dari udara maka kalor yang dilepaskan tadi akan perpindah kedalam gas asap yang

terjadi karena proses pembakaran itu.

didalam teknik pembakaran diperlukan jumlah udara yang cukup memadai (udara berlebih) sehingga pembakaran yang terjadi akan sempurna. Untuk mengetahui jumlah keperluan udara pada proses pembakaran harus diketahui kandungan O_2 dalam udara.

Komposisi unsur-unsur yang terkandung dalam udara menurut satu-satuan volume adalah :

O_2 sebanyak 21 %

N_2 sebanyak 78,05 %

Ar sebanyak 0,92 %

CO_2 sebanyak 0,03 %

Berhubung prosentase Air dan CO_2 relatif kecil, maka pada perhitungan dapat diabaikan, jadi prosentase untuk $O_2 = 21 \%$, $N_2 = 79 \%$. Untuk mengetahui jumlah O_2 yang diperlukan dalam pembakaran dapat dihitung dengan melihat reaksi pembakaran : Unsur-unsur dalam bahan bakar + $O_2 \longrightarrow$ gas asap + kalor unsur yang dapat terbakar adalah C, H, S.

Reaksi pembakaran yang terjadi dapat dinyatakan dalam satu-satuan berat molekul atau satuan volume molekul. Harga berat dan volume molekul untuk beberapa zat dapat dilihat tabel IV - 2

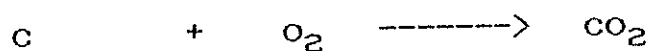
ZAT	BERAT MOLEKUL Kg	MOL. VOLUME Nm^3/mol	VOL. SPESIFIK Nm^3/Kg	BERAT SPE SIFIK Kg/Nm^3
O_2	32	22,39	0,699	1,4287
CO_2	44,01	22,26	0,506	1,9768
SO_2	64,06	21,89	0,342	2,9286
N_2	28	22,40	0,800	1,2505
H_2O	18	22,40	1,244	0,8040
CO	28	22,40	0,800	1,2500
H_2	21,016	22,43	11,130	0,0809
UDARA	28	22,40	0,773	1,2928

TABEL IV - 2

Sumber : Ledinegg, M. "Dampfzeugung, Dampfkessel, Feureungen, Springer - verlag, Wien, 1952.
hal 113.

Reaksi pembakaran dari unsur-unsur dalam bahan bakar :

1. Zat arang terbakar menurut :



12,01 kg + 32 kg 44,01 kg

Untuk pembakaran zat arang diperlukan :

$$\frac{32 \text{ kg zat arang}}{12,01 \text{ kg zat arang}} = 2,664 \frac{\text{kg zat asam}}{\text{kg zat arang}}$$

atau

$$\frac{22,39 \text{ Nm}^3 \text{ zat asam}}{12,01 \text{ kg zat arang}} = 1,864 \frac{\text{Nm}^3 \text{ zat asam}}{\text{kg zat arang}}$$

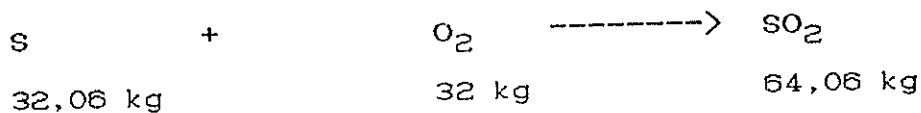
Dalam pembakaran zat arang dihasilkan gas CO_2 sebanyak :

$$\frac{44,01 \text{ kg CO}_2}{12,01 \text{ kg zat arang}} = 3,664 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg zat arang}}$$

atau,

$$\frac{22,26 \text{ Nm}^3 \text{ CO}_2}{12,01 \text{ kg zat arang}} = 1,8535 \frac{\text{Nm}^3 \text{ CO}_2}{\text{kg zat arang}}$$

2. Zat Belerang terbakar menurut :



Untuk pembakaran zat belerang diperlukan :

$$\frac{32,06 \text{ kg zat asam}}{32,06 \text{ kg zat belerang}} = 0,998 \frac{\text{kg zat asam}}{\text{kg zat belerang}}$$

atau,

$$\frac{22,39 \text{ Nm}^3 \text{ zat asam}}{32,06 \text{ kg zat belerang}} = 0,697 \frac{\text{Nm}^3 \text{ zat asam}}{\text{kg zat belerang}}$$

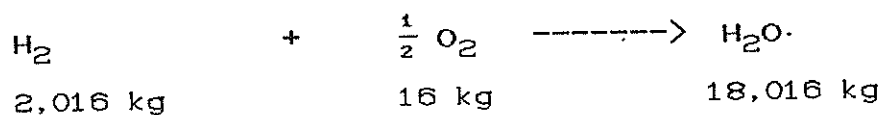
Dalam pembakaran zat belerang dihasilkan gas SO_2 sebanyak :

$$\frac{64,06 \text{ kg SO}_2}{32,06 \text{ kg zat belerang}} = 1,998 \frac{\text{kg SO}_2}{\text{kg zat belerang}}$$

atau,

$$\frac{21,89 \text{ Nm}^3 \text{ SO}_2}{32,06 \text{ kg zat belerang}} = 0,683 \frac{\text{Nm}^3 \text{ SO}_2}{\text{kg zat belerang}}$$

3. Zat air terbakar menurut :



Untuk pembakaran zat air diperlukan :

$$\frac{16 \text{ kg zat asam}}{2,016 \text{ zat air}} = 7,94 \quad \frac{\text{kg zat asam}}{\text{kg zat air}}$$

atau,

$$\frac{11,195 \text{ Nm}^3 \text{ zat asam}}{2,016 \text{ kg zat air}} = 5,56 \quad \frac{\text{kg zat asam}}{\text{kg zat air}}$$

Dalam pembakaran zat air dihasilkan gas H_2O sebanyak :

$$\frac{18,016 \text{ kg H}_2\text{O}}{2,016 \text{ kg zat air}} = 8,94 \quad \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg zat air}}$$

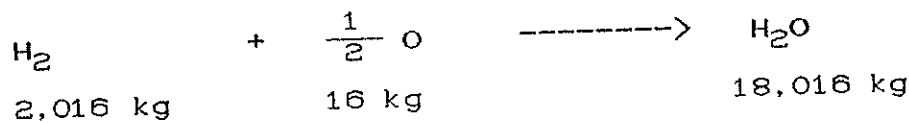
atau,

$$\frac{22,4 \text{ Nm}^3 \text{ H}_2\text{O}}{2,016 \text{ kg zat air}} = 11,11 \quad \frac{\text{Nm}^3 \text{ H}_2\text{O}}{\text{kg zat air}}$$

Seperti diketahui bahwa bahan bakar minyak berat me -

ngandung unsur-unsur C, H dan S yang mudah terbakar.

O_2 yang ada didalam bahan bakar akan bereaksi dengan H_2 , sehingga H_2 yang masih dapat bereaksi dengan O_2 dari udara dapat dihitung sebagai berikut :



16 kg O_2 mengikat 2,016 kg H_2 , atau

$$1 \text{ kg } \text{O}_2 \text{ mengikat } \frac{2,016}{16} \text{ kg } \text{H}_2 \left(= \frac{1}{8} \text{ kg H}_2 \right)$$

sehingga 0 kg O_2 mengikat $\frac{0}{8}$ kg H_2 .

Maka H_2 yang masih bereaksi dengan O_2 dari udara adalah $\left(\text{H} - \frac{0}{8} \right) \%$ dengan H dan O masing-masing menunjukkan prosentase hidrogen dan oksigen.

Volume O_2 minimum (O_{min}) yang diperlukan pada pembakaran 1 kg bahan bakar minyak berat adalah jumlah O_2 yang diperlukan untuk pembakaran unsur-unsur C, H dan S. Berdasarkan reaksi pembakaran diatas maka dapat ditentukan :

$$O_{\min} = 1,864 C + 5,56 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 0,697 S \frac{Nm^3}{kgbb}$$

$$\text{atau, } O_{\min} = 2,664 C + 7,94 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 0,998 S \frac{kg}{kgbb}$$

Untuk bahan bakar minyak berat diperoleh :

$$O_{\min} = 1,864(0,8557) + 5,56 \left(0,1203 - \frac{0,0121}{8} \right) + 0,697(0,0009) \\ = 2,26 \frac{Nm^3}{kgbb}$$

atau,

$$O_{\min} = 2,664 (0,8557) + 7,94 \left(0,1203 - \frac{0,0121}{8} \right) + 0,989(0,0009) \\ = 3,24 \frac{kg}{kgbb}$$

Keperluan udara untuk pembakaran sempurna adalah :

$$L_{\min} = \frac{100}{21} O_{\min} \frac{Nm^3}{kgbb}$$

atau,

$$L_{\min} = 1,2928 L_{\min} \frac{kg}{kgbb}$$

dimana : 1,2928 merupakan berat spesifik udara pada keadaan normal.

$$\text{jadi : } L_{\min} = \frac{100}{21} \cdot 2,26 \frac{Nm^3}{kgbb} = 10,76 \frac{Nm^3}{kgbb}$$

$$\text{atau, } L_{\min} = 1,2928 \cdot 10,76 \frac{kg}{kgbb} \\ = 13,91 \frac{kg}{kgbb}$$

Jumlah udara yang diperlukan diatas adalah jumlah udara teoritis.

Dinamakan jumlah udara teoritis karena dalam pembakaran yang menghasilkan gas asap dari hasil pembakaran habis (CO_2 , H_2O , SO_2)

dengan udara (O_2) yang tepat diperlukan.

Maka secara praktis, jumlah udara yang tepat (teoritis) tak dapat dicapai. Karena jumlah tepat itu tak dapat bereaksi semuanya dengan bahan bakar. Ini dapat mengakibatkan

terjadinya pembakaran tidak sempurna dari zat arang menjadi karbon mono oksida (CO).

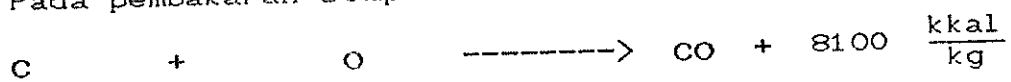
Hal ini dikarenakan O_2 dari udara tidak dapat bertemu dengan mudah dengan unsur C dalam waktu singkat.

Terbentuknya gas CO itu tidak dikehendaki disebabkan karena

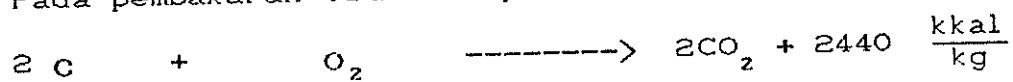
1. Gas CO merupakan gas yang beracun yang dapat mengakibatkan pencemaran udara.
2. Adanya kerugian panas pada waktu proses pembakaran.

Kerugian panas dapat dijelaskan dibawah ini :

- Pada pembakaran sempurna :



- Pada pembakaran tidak sempurna :



Terlihat bahwa kerugian panas sebesar $2440 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ itu cukup besar. Untuk mencegah kerugian tersebut diatas harus disediakan lebih banyak udara dari pada yang diperlukan menurut teori. Oleh karena itu disebut udara lebih atau faktor udara. Kebutuhan udara pembakaran menurut praktek adalah :

$$L_1 = n L_{\min}, \text{ dimana } n > 1 \text{ (faktor udara).}$$

dimana :

$$L_{\min} = \text{pemasukan udara menurut teori-teori.}$$

$$L_1 = \text{pemasukan udara yang diperlukan.}$$

Usual Amount Excess Air Supplied to Fuel-burning Equipment

Fuel	Type of Furnace or Burners	Excess Air %
Pulverized Coal	{ Completely water-cooled furnace for slag-tap or dry-ash-removal	15-20
	{ Partially water-cooled furnace for dry-ash-removal	15-30
Crushed Coal	Cyclone furnace—pressure or suction	10-15
Coal	{ Stoker-fired, forced-draft, B&W chain-grate	15-30
	{ Stoker-fired, forced-draft, underfeed	20-50
	{ Stoker-fired, natural draft	50-85
Fuel Oil	{ Oil burners, register type	5-10
	{ Multifuel burners and flat flame	10-20
	{ Cone and flat flame type burners, steam-atomized	10-15
Acid Sludge		5-10
Natural, Coke Oven & Refinery Gas	{ Register type burners	7-12
	{ Multifuel burners	15-18
Wast-furnace Gas	Inter-tube nozzle type burners	20-25
Wood	Dutch oven (10-23% through grates) and Hoff type	25-35
Bagasse	All furnaces	5-7
Black Liquor	Recovery furnaces for kraft and soda pulping processes	

FAKTOR UDARA LEBIH.

TABEL IV - 3 (Lihat lampiran)

Sumber : "Steam, Its generation and use," The babcock & wilcox company, edisi 37. New York, 1955.

hal 4-10

Untuk bahan bakar minyak dengan proses pembakaran dilakukan dengan penyemprotan bahan bakar, harga faktor $n = 1,05 - 1,20$ Faktor kelebihan udara tergantung kepada :

- Besar kecil butir-butir bahan bakar yang dimasukan kedalam ruang pembakaran, makin kecil (halus) bahan bakar yang dimasukan sehingga terjadi permukaan si-nggungan yang lebih besar untuk udara.

Untuk minyak bahan bakar berat, butir-butir bahan bakar lebih besar dari minyak bakar ringan, maka harga faktor n diambil bila $n = 1,20$.

Jadi jumlah keperluan udara kering yang sesungguhnya :

$$\begin{aligned}
 L_1 &= n \cdot L_{\min} \\
 &= 1,20 \cdot 10,76 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}}
 \end{aligned}$$

$$= 12,912 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}}$$

Karena udara dipengaruhi oleh kelembaban udara, sehingga jumlah keperluan udara sesungguhnya perlu dikoreksi lagi dengan faktor kelembaban udara f :

Jadi jumlah udara yang sesungguhnya dengan kelembaban udara:

$$L_w = f \cdot L_1$$

Harga faktor f diperoleh dari Tabel IV - 3

TEMPERATUR UDARA	FAKTOR (f)
0° C	1,0049
10° C	1,0098
20° C	1,0190
30° C	1,0350
40° C	1,0630

Hubungan faktor udara lebih karena dipengaruhi kelembaban udara dengan temperatur.

Untuk udara bertemperatur 30° C, faktor $f = 1,350$.

$$\begin{aligned} \text{Jadi : } L_w &= 1,350 L_1 \\ &= 1,350 (12,912) \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \\ &= 13,364 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \end{aligned}$$

4.5 JUMLAH GAS ASAP YANG DIHASILKAN .

Gas asap yang terjadi terdiri atas :

1. Hasil reaksi atas pembakaran unsur-unsur bahan bakar dengan O_2 dari udara (CO_2, H_2O, SO_2).

2. Unsur N_2 dari udara yang tidak ikut bereaksi.

3. Sisa kelebihan udara (O_2 dan N_2).

Mula-mula akan dihitung jumlah gas asap yang terdiri dari hasil pembakaran unsur-unsur bahan bakar dengan O_2 dari udara dan unsur-unsur N_2 yang tidak ikut bereaksi, kemudian akan ditambahkan sisa kelebihan udara.

Dari reaksi pembakaran sebelumnya :

$$1 \text{ Kg C menghasilkan } \frac{44,01}{22,01} \text{ Kg CO}_2 = 3,664 \text{ Kg CO}_2 \text{ atau} \\ = 1,8535 \text{ Nm}^3 \text{ CO}_2.$$

$$1 \text{ Kg S menghasilkan } \frac{64,06}{32,06} \text{ Kg SO}_2 = 1,998 \text{ Kg SO}_2 \text{ atau} \\ = 0,683 \text{ Nm}^3 \text{ SO}_2.$$

$$1 \text{ Kg H menghasilkan } \frac{18,016}{2,016} \text{ Kg H}_2\text{O} = 8,94 \text{ Kg H}_2\text{O atau} \\ = 11,11 \text{ Nm}^3 \text{ H}_2\text{O}.$$

Catatan : H_2O itu berupa uap.

Seperti telah dijelaskan sebelumnya, gas asap itu terdiri dari CO_2 , SO_2 , H_2O , N_2 dan O_2 .

Untuk bahan bakar minyak berat dengan komposisi masing - masing unsur adalah sebagai berikut :

C = 85,37 %	O = 1,21 %
H = 12,03 %	N = 1,20 %
S = 0,09 %	air = 0,20 %

Maka air dihitung volume masing-masing gas asap /kgbb :

$$1. \text{ Volume CO}_2 = 1,8537 \frac{C}{100} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \dots\dots\dots (4 - 7) \\ = 1,8537 \frac{85,37}{100} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}}$$

$$= 1,586 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}}$$

$$\begin{aligned} 2. \text{ Volume SO}_2 &= 0,6830 \cdot \frac{S}{100} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \\ &= 0,6830 \cdot \frac{0,09}{100} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \\ &= 0,0006 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \end{aligned}$$

3. Volume H₂O

Besarnya volume H₂O itu adalah hasil reaksi H₂ dalam bahan bakar dengan O₂ ditambah uap air dalam udara basah.

$$\begin{aligned} \text{Jadi volume H}_2\text{O} &= (11,11 \cdot \frac{H}{100} + 1,2438 \frac{W}{100}) + (f-1) n \cdot L_{\min} \\ &= (11,11 \cdot \frac{12,03}{100} + 1,2438 \frac{0}{100}) + (1,035 - 1) 1,2 \cdot 10,76 \\ &= 1,7884 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \end{aligned}$$

$$4. \text{ Volume N}_2 = 0,79 L_{\min} + 0,7997 \frac{N}{100} + 0,79 (n-1) L_{\min}$$

dimana : 0,79 L_{min} adalah volume N₂ yang tidak bereaksi.

0,7997 $\frac{N}{100}$ adalah volume N₂ yang tidak bereaksi.

0,79 (n-1) L_{min} adalah volume N₂ dari udara lebih.

$$\begin{aligned} \text{jadi volume N}_2 &= 0,79 \cdot 10,76 + 0,7997 \frac{1,10}{100} + 0,79 (1,2-1) 10,76 \\ &= 10,2093 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}} \end{aligned}$$

$$5. \text{ Volume O}_2 = 0,21 (n - 1) L_{\min}$$

$$= 0,21 (1,2 - 1) 10,76.$$

$$= 0,4519 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}}$$

$$\text{jadi volume gas asap} = \text{vol CO}_2 + \text{vol SO}_2 + \text{vol H}_2\text{O} + \text{vol N}_2 + \text{vol O}_2$$

$$= 14,0362 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kgbb}}$$

Maka kadar gas yang terkandung dalam gas asap adalah :

$$\begin{aligned}
 1. \text{ Kadar } CO_2 : K_{CO_2} &= \frac{V_{CO_2}}{V_{tot}} = \frac{1,586}{14,0362} \times 100 \% = 11,29 \% \\
 2. \text{ Kadar } SO_2 : K_{SO_2} &= \frac{V_{SO_2}}{V_{tot}} = \frac{0,0006}{14,0362} \times 100 \% = 0,004 \% \\
 3. \text{ Kadar } H_2O : K_{H_2O} &= \frac{V_{H_2O}}{V_{tot}} = \frac{1,7884}{14,0362} \times 100 \% = 12,74 \% \\
 4. \text{ Kadar } N_2 : K_{N_2} &= \frac{V_{N_2}}{V_{tot}} = \frac{10,2093}{14,0362} \times 100 \% = 72,73 \% \\
 5. \text{ Kadar } O_2 : K_{O_2} &= \frac{V_{O_2}}{V_{tot}} = \frac{0,4519}{14,0362} \times 100 \% = 3,22 \%
 \end{aligned}$$

4.5.1 BESARAN - BESARAN PERSATUAN WAKTU .

a. 1. Pemakaian bahan bakar $B' = 247,87 \text{ kg/jam.}$

2. Keperluan udara : $L_u = B' \cdot L_w$

$$\begin{aligned}
 L_u &= 247,87 \cdot 13,364 \\
 &= 3312,53 \frac{Nm^3}{jam}
 \end{aligned}$$

atau :

$$\begin{aligned}
 L_u &= 247,87 \cdot 17,27 \text{ kg/jam.} \\
 &= 4280,71 \text{ kg/jam.}
 \end{aligned}$$

b. Jumlah gas asap : $M = B' \cdot V_{tot}$

$$\begin{aligned}
 &= 247,87 \cdot 14,0362 \frac{Nm^3}{kgbb} \\
 &= 3479,15 \frac{Nm^3}{kgbb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{atau : } M &= 247,87 \cdot 18,145 \frac{kg}{jam} \\
 &= 4497,60 \frac{kg}{jam}
 \end{aligned}$$

4.6 EFISIENSI KETEL .

Untuk mengetahui nilai randemen ketel, sebelumnya harus dihitung dulu besarnya kerugian-kerugian yang terjadi

pada ketel uap. Ini berarti energi kalor yang terkandung dalam bahan bakar tidak seluruhnya dapat digunakan untuk merubah air pengisi menjadi uap.

Adapun kerugian-kerugian kalor diakibatkan oleh :

1. Pembuangan gas asap yang panas disebut juga kerugian cerobong.
2. Pembakaran yang tidak sempurna disebut juga kerugian pembakaran.
3. Pancaran panas dari ketel disebut juga kerugian pancaran.
4. Debu, kerak disebut juga kerugian debu/terak.
5. Kerugian - kerugian lain.

4.6.1 KERUGIAN CEROBONG

Kerugian cerobong adalah jumlah kalor yang meninggalkan ketel bersama - sama dengan gas asap setiap massa bahan bakar yang terbakar.

Besar kerugian ini adalah :

$$\sigma_a = \frac{(1 - \sigma_u)(i_a - i_l)}{N_{pb}} \dots\dots\dots(4 - 8)$$

dimana :

$$i_a = C_{pa} \cdot V_a \cdot \phi_a$$

= entalpi gas asap per kg bahan bakar pada temperatur keluar ketel masuk cerobong ϕ_a .

$$i_l = C_{pl} \cdot L_w \cdot \phi_l$$

= entalpi udara masuk ruang bakar per kg bahan

(4 - 8) Ledinegg, hal. 153.

bakar pada temperatur udara luar ϕ_1 .

C_{pa} = Kalor jenis gas asap pada temperatur ϕ_a .

C_{pl} = kalor jenis udara pada temperatur ϕ_1 .

Temperatur gas asap keluar ketel direncanakan $\phi_a = 200^\circ \text{C}$

Temperatur udara luar $\phi_1 = 30^\circ \text{C}$.

σ_u = bagian bahan bakar yang tidak menghasilkan gas asap.

Untuk bahan bakar minyak $\sigma_u = 0$.

$$C_{pa} = K_i \cdot C_{pai}$$

dimana : C_{pai} = kalor jenis gas normal (Lampiran F).

$$C_{pa} = K_{CO_2} \cdot C_p(CO_2) + K_{H_2O} \cdot C_p(H_2O) + K_{N_2} \cdot C_p(N_2) + K_{O_2} \cdot C_p(O_2)$$

$$= 0,1129 \cdot 0,446 + 0,1274 \cdot 0,367 + 0,7273 \cdot 0,313 + 0,0322 \cdot 0,324$$

$$= 0,335 \frac{\text{kkal}}{\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$C_{pl} = 0,311 \frac{\text{kkal}}{\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{maka, } \sigma_a = \frac{(0,335 \cdot 14,0362 \cdot 300) - (0,311 \cdot 13,364 \cdot 30)}{10080} \times 100 \% \\ = 12,75 \%$$

4.6.2 KERUGIAN PEMBAKARAN

Besar kerugian pembakaran adalah :

$$\sigma_u = \sigma_{CO} + \sigma_{H_2} + \sigma_u \dots\dots\dots(4 - 9)$$

Dimana : σ_{CO} = Kerugian karena zat arang tidak terbakar sempurna.

σ_{H_2} = Kerugian karena zat air yang tidak terbakar sempurna.

σ_u = Kerugian karena bahan bakar tidak semua habis

terbakar. (untuk bahan bakar minyak $\sigma_u = 0$).

(4 - 9) Ledinegg, hal. 154

Jadi untuk bahan bakar minyak, σ_u hanya bergantung pada σ_{CO} dan σ_{H_2} saja. Biasanya untuk bahan bakar minyak diperhitungkan $\sigma_u = 2\%$.

4.6.3 KERUGIAN PANCARAN.

Kerugian pancaran adalah kerugian kalor yang terpancar dari dinding ketel, karena temperatur dinding ketel lebih tinggi dari pada temperatur sekeliling. Besarnya kerugian ini tergantung dari kapasitas ketel untuk ketel yang diisolasi dengan baik hubungan antara kapasitas produksi uap dengan kerugian pancaran ini ditunjukkan pada lampiran F.

Dari ketel tersebut, untuk ketel dengan kapasitas produksi uap sebanyak 3,2 ton/jam, $\sigma_{st} = 0,052$.

PRODUKSI UAP D (ton/jam)	KERUGIAN PANCARAN
3	0,052
4	0,050
10	0,031
20	0,022
100	0,010

Sumber : Ledinegg, M "Dampferzeugung, Dampfkessel Feureungen", Springer - Verlag, Wien, 1952.

4.6.4 KERUGIAN DALAM TERAK .

Besar kerugian debu / terak (σ_{as}) adalah :

$$\tau_w = \frac{a \times (c \cdot \phi - q)}{N_{pb}} \dots\dots\dots (4 - 10)$$

dimana : a = prosentase debu

untuk bahan bakar minyak a = 0.

x = faktor yang ditentukan rangka bakar.

c = kalor jenis debu.

ϕ = temperatur debu.

q = jumlah kalor persatuan berat abu.

Untuk bahan bakar minyak, a = 0, kerugian ini tidak terjadi.

$$\tau_w = 0$$

4.6.5 KERUGIAN - KERUGIAN LAIN YANG TIDAK DAPAT DIHITUNG.

Kerugian ini terjadi karena pada waktu perubahan naik, sebagian kalor digunakan untuk memanaskan dinding dan air sebelum kalor tersebut dapat digunakan untuk penguapan. Kerugian ini mencapai harga maksimum sebesar 2 % apabila sering terjadi perubahan beban.

Jika ketel dijalankan terus menerus selama 8 jam, kerugian ini dapat diabaikan, $\sigma_B = 0$.

4.6.6 EFISIENSI KETEL .

Berdasarkan perhitungan kerugian - kerugian kalor diatas, maka efisiensi ketel adalah :

$$\eta_k = 1 - \sigma_A - \sigma_u - \sigma_{st} - \sigma_w - \sigma_B \quad (4 - 11)$$

$$= 1 - 0,1275 - 0,02 - 0,052 - 0,00 - 0,00$$

$$= 0,8005 \quad \text{atau,}$$

$$\eta_k = 80,05 \%$$

Dalam perkiraan jumlah bahan bakar yang diperlukan setiap jam, telah diperkirakan $\eta_k = 80 \%$. Jadi kesalahan perkiraan adalah :

$$\frac{80,05 - 80}{80} \times 100 \% = 0,0006 \%$$

Ternyata kesalahan perkiraan ini kecil dan karenanya $\eta_k = 80\%$ dapat dipakai dalam perkiraan ini.

BAB V

TEMPERATUR API RUANG BAKAR

Untuk menentukan temperatur ruang bakar atau temperatur api (θ_E), perlu diketahui bentuk, ukuran, derajat kehitaman ruang bakar dan badan api.

5.1 RUANG BAKAR.

Perencanaan bentuk dan ukuran ruang bakar menentukan perpindahan panas yang terjadi dalam ruang bakar.

Ruang bakar adalah suatu ruangan yang digunakan untuk membakar bahan bakar. Ruangan tersebut harus direncanakan dengan seksama sehingga pembakaran yang terjadi dapat berlangsung secara efektif dan ekonomis.

Ruang bakar pada perencanaan ketel HRT ini berupa lorong api yang berbentuk silinder.

Volume ruang bakar dibatasi oleh beban ruang bakar yang tergantung pada jenis bahan bakar, bentuk ketel dan proses pembakaran.

Pada umumnya beban ruang bakar berkisar :

$$q_b = 1,5 \cdot 10^5 : 3 \cdot 10^5 \quad \text{kkal/j.m}^3 \dots\dots (5 - 1)$$

Volume ruang bakar :

$$V_{rb} = \frac{B \cdot N_{pb}}{q_B} \dots\dots\dots (5 - 2)$$

Dimana :

(5 - 1) Ledinegg, hal. 234

(5 - 2) Ibid.

B = kebutuhan bahan bakar.

$$= 252,93 \text{ kg/jam.}$$

N_{pb} = Nilai pembakaran bawah

$$= 10.080 \text{ kkal/kgbb}$$

q_b = Beban ruang bakar

$$= 3 \cdot 10^5 \text{ kkal/m}^3 \text{ (dipilih).}$$

Dimana :

$$V_{rb} = \frac{252,93 \cdot 10.080}{3 \cdot 10^5} = 8,49 \text{ m}^3.$$

Dipilih diameter dalam ruang bakar, $d_{rb} = 1,72 \text{ m}$.

Panjang ruang bakar adalah ;

$$L = \frac{4 \cdot V_{rb}}{\pi \cdot d_{rb}^2} = \frac{4 \cdot 8,49}{\pi \cdot (1,72)^2} = 3,65 \text{ m}$$

Ditentukan panjang ruang bakar, $L = 3,7 \text{ m}$.

Maka volume ruang bakar sebenarnya :

$$\begin{aligned} V_{rb} &= \frac{\pi}{4} (d_{rb}^2) \cdot L = \frac{\pi}{4} (1,72)^2 \cdot 3,7 \\ &= 8,59 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Beban ruang bakar sebenarnya :

$$q_B = \frac{252,93 \cdot 10.080}{8,59} = 296.802,61 \text{ kkal/jam.m}^3$$

Penentuan dimensi ruang bakar $L = 3,7 \text{ m}$ dan $d_{rb} = 1,72 \text{ m}$

adalah memenuhi syarat karena beban ruang bakar sebenarnya lebih kecil dari pada beban ruang bakar yang dipilih.

DERAJAT KEHITAMAN BADAN API

Derajat kehitaman adalah besaran yang menyatakan

berapa bagian energi yang dapat diserap atau diemisikan ke benda tersebut dari benda lain yang memancarkan radiasi kepadanya.

Bentuk badan api dianggap sama dengan bentuk ruang bakar yaitu lorong api yang berbentuk silinder dan memanjang dengan ukuran :

- diameter badan api : $d_a = 1,72 \text{ m}$
- panjang badan api : $L_a = 3,55 \text{ m}$

Behan badan api dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$q_{BA} = \frac{B \cdot N_{pb}}{\theta \cdot V_{rb}} \dots\dots\dots (5 - 3)$$

dimana :

B : kebutuhan bahan bakar, (kg/j).

N_{pb} : nilai pembakaran bawah, (kkal/kgbb).

V_{rb} : volume ruang bakar, (m^3).

θ = ratio badan api yang mengisi ruangan

$$= \frac{\text{volume badan api}}{\text{volume ruang bakar}}$$

$$= \frac{\pi/4 \cdot d_a^2 \cdot L_a}{\pi/4 \cdot d_{rb}^2 \cdot L} = \frac{\pi/4 \cdot (1,72)^2 \cdot 3,55}{\pi/4 \cdot (1,72)^2 \cdot 3,7}$$

$$= 0,959$$

maka :

$$q_{BA} = \frac{252,93 \cdot 10080}{0,959 \cdot 8,59} = 309491,77 \text{ kkal/j.m}^3$$

berbentuk silinder yang terdiri dari tiga bidang dan masing-masing mempunyai derajat kehitaman :

- Derajat kehitaman bidang mantel badan api.
- Derajat kehitaman bidang muka badan api.
- Derajat kehitaman bidang belakang badan api.

Dari perhitungan derajat kehitaman badan api tersebut
(5 - 3) Ledinegg, hal. 234.

maka diperoleh derajat kehitaman badan api rata-rata yaitu :

$$\dots \text{Yaitu } A_{im} = \frac{\sum (F_1^n \cdot A_1^n)}{F_1} \dots\dots\dots (5 - 4)$$

dimana :

- F_1^n : luas permukaan badan api (m^2).
 A_1^n : derajat kehitaman bagian badan api.
 F_1 : luas permukaan total badan api, (m^2)
 n : Indeks yang menyatakan bagian permukaan badan api.

Derajat kehitaman badan api tergantung pada kadar-kadar gas yang dapat meradiasikan panas yaitu gas H_2O dan gas CO_2 . Ruang bakar dianggap mempunyai tekanan yang sama dengan tekanan udara luar atau 1 atm (atmosfir-mutlak) dan selanjutnya diperoleh tekanan parsial gas H_2O dan CO_2 .

Derajat kehitaman gas asap :

$$A_a = A_{H_2O} + A_{CO_2} \dots\dots\dots (5 - 5)$$

dimana :

- A_{H_2O} : derajat kehitaman gas H_2O .
 A_{CO_2} : derajat kehitaman gas CO_2 .

Pada ruang bahan bakar yang tidak mempunyai tungku bakar di peroleh derajat kehitaman nyala api dengan hubungan sebagai berikut :

$$A_F = 0,027 \cdot q_{BA} \cdot R_{eq} 10^{-5} \dots\dots\dots (5 - 6)$$

dimana :

q_{BA} : beban badan api kcal/j.m^3

(5 - 4) Ledinegg, hal. 239.

(5 - 5) Ibid.

(5 - 6) Ledinegg, Hal. 186,

UPT-PUSTAKA ENDANG

R_{eq} : jari-jari equivalen bagian badan api, (Cm).

Derajat kehitaman bagian badan api :

$$A_1 = A_a + (1 - A_a) A_F \dots\dots\dots (5 - 7)$$

dimana :

A_a = derajat kehitaman gas asap.

A = derajat kehitaman nyala api.

5.2.1 DERAJAT KEHITAMAN BIDANG MANTEL BADAN API.

Luas permukaan bidang mantel badan api.

$$\begin{aligned} F'_n &= \pi d_a \cdot L_a = \pi \cdot 1,72 \cdot 3,55 \dots\dots\dots (5 - 8) \\ &= 19,18 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

jari-jari equivalen :

$$\begin{aligned} R_{eq} &= 0,95 \cdot d_a \text{ (lampiran MD).} \dots\dots\dots (5 - 9) \\ &= 0,95 \cdot 1,72 = 1,634 \text{ m} \\ &= 163,4 \text{ Cm} \end{aligned}$$

Kadar-kadar gas asap :

$$K_{H_2O} = 0,1274$$

$$K_{CO_2} = 0,1129$$

Tekanan parsial gas asap :

$$\begin{aligned} P_{H_2O} &= K_{H_2O} \times 1 \text{ atmut} = 0,1274 \times 1 \text{ atmut} \\ &= 0,1274 \text{ atmut} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{CO_2} &= K_{CO_2} \times 1 \text{ atmut} = 0,1129 \times 1 \text{ atmut} \\ &= 0,1129 \text{ atmut.} \end{aligned}$$

Dari grafik lampiran E pada :

$$- \frac{P_{H_2O} \times R_{eq}}{\dots\dots\dots} = 0,1274 \times 163,4 = 20,82 \text{ Cm atm.}$$

(5 - 7) Ibid.

(5 - 8) Ibid, hal. 189.

(5 - 9) Ibid

- $P_{CO_2} \times R_{eq} = 0,1129 \times 163,4 = 18,45 \text{ Cm atm.}$
- Temperatur api ruang bakar = 1.000° C (diperkirakan) :
- $A_{H_2O} = 12,5 \%$
- $A_{CO_2} = 11 \%$

Jadi derajat kehitaman gas asap :

$$\begin{aligned}
 - A_Q &= A_{H_2O} + A_{CO_2} \\
 &= 23,5 \% = 0,235
 \end{aligned}$$

Derajat kehitaman nyala api :

$$\begin{aligned}
 - A_F &= 0,027 q_{BA} \cdot R_{eq} \cdot 10^{-5} \\
 &= 0,027 \cdot 309491,77 \cdot 1,634 \cdot 10^{-5} \\
 &= 0,1365
 \end{aligned}$$

Maka derajat kehitaman bidang mantel badan api adalah :

$$\begin{aligned}
 A'_1 &= A_a + (1 - A_a) A_F \\
 &= 0,235 + (1 - 0,235) 0,1365 \\
 &= 0,339
 \end{aligned}$$

5.2.2 DERAJAT KEHITAMAN BIDANG MUKA DAN BELAKANG BADAN API

Derajat kehitaman bidang muka dan belakang dilakukan perhitungan yang sama karena mempunyai bentuk dan ukuran yang sama.

Luas bidang muka dan belakang badan api :

$$\begin{aligned}
 F''_1 = F'''_1 &= \frac{\pi}{4} (d_a)^2 = \frac{\pi}{4} (1,72)^2 \\
 &= 2,3223 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Jari-jari equivalen :

$$\begin{aligned}
 R_{eq} &= 0,65 \text{ da (lampiran M)} \\
 &= 0,65 \cdot 1,72 = 1,118 \text{ m} \\
 &= 118,8 \text{ Cm}
 \end{aligned}$$

Kadar-kadar gas asap :

$$K_{H_2O} = 0,1274$$

$$K_{CO_2} = 0,1129$$

Tekanan parsial gas asap :

$$P_{H_2O} = 0,1274 \times 1 \text{ atm} = 0,1274 \text{ atm.}$$

$$P_{CO_2} = 0,1129 \times 1 \text{ atm} = 0,1129 \text{ atm.}$$

Dari grafik lampiran E pada :

$$P_{H_2O} \times R_{eq} = 0,1274 \times 111,8 = 14,24 \text{ Cm atm.}$$

$$P_{CO_2} \times R_{eq} = 0,1129 \times 111,8 = 12,62 \text{ Cm atm.}$$

Temperatur api ruang bakar = 1.000°C (diperkirakan)

Diperoleh derajat kehitaman gas asap masing-masing :

$$A_{H_2O} = 10 \%$$

$$A_{CO_2} = 10,5 \%$$

Jadi derajat kehitaman gas asap :

$$A_a = A_{H_2O} + A_{CO_2}$$

$$= 20,5 \%$$

$$= 0,205$$

Derajat kehitaman nyala api :

$$A_F = 0,027 \cdot q_{BA} \cdot R_{eq} \cdot 10^{-5}$$

$$= 0,027 \cdot 309491,77 \cdot 1,118 \cdot 10^{-5}$$

$$= 0,0934$$

Maka, derajat kehitaman bidang muka dan belakang badan api adalah :

$$A'' = A''' = A_a + (1 - A_a) A_F$$

$$= 0,205 + (1 - 0,205) 0,0934$$

$$= 0,279$$

2.3 DERAJAT KEHITAMAN BADAN API RATA-RATA.

$$A_{1m} = \frac{\sum (A_1^n \cdot F_1^n)}{F_1} \dots\dots\dots (5 - 10)$$

$$\begin{aligned} \sum (A_1^n \cdot F_1^n) &= A_1' F_1' + \alpha A_1'' \cdot F_1'' \\ &= 0,339 \cdot 19,18 + \alpha \cdot 0,279 \cdot 2,3223 \\ &= 7,7976 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{1.} &= F_1' + \alpha \cdot F_1'' \dots\dots\dots (5 - 11) \\ &= 19,18 + \alpha \cdot 2,3223 \\ &= 23,82 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Derajat kehitaman badan gas api rata-rata :

$$A_{1m} = \frac{7,7976}{23,82} = 0,327$$

5.3 DERAJAT KEHITAMAN RUANG BAKAR

Derajat kehitaman ruang bakar atau lorong api rata-rata diperoleh dengan hubungan sebagai berikut :

$$A_{2m} = \frac{\sum (F_2^n \cdot A_2^n)}{F_2} \dots\dots\dots (5 - 12)$$

dimana :

A_2 : derajat kehitaman bagian ruang bakar.

F_2 : luas permukaan bagian ruang bakar.

n : indeks yang menyatakan bagian permukaan ruang bakar.

(5 - 10) Ledinegg, hal. 239.

(5 - 11) Ibid

(5 - 12) Ibid.

Luas badan mantel ruang bakar :

$$\begin{aligned} F_2^1 &= \pi \cdot d_{rb} \cdot L = \pi \cdot 1,72 \cdot 3,70 \\ &= 19,993 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Luas permukaan bidang muka dan belakang ruang bakar :

$$\begin{aligned} F_2'' = F_2''' &= \pi/4 \cdot (d_{rb})^2 = \pi/4 \cdot (1,72)^2 \\ &= 2,3223 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Luas permukaan total ruang bakar :

$$\begin{aligned} F_2 &= F_2' + 2 \cdot F_2'' = 19,993 + 2 \cdot 2,3223 \\ &= 24,64 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Bidang muka dan belakang ruang bakar dibuat dari bahan tahan api dan dapat dianggap sebagai cermin, sehingga derajat kehitaman bidang muka dan belakang ruang bakar $A_2'' = A_2''' = 0$. Sedangkan mantel lorong api dibuat dari bahan baja dan dianggap hampir menyerupai benda hitam dengan derajat kehitaman $A_2' = 1$.

Jadi derajat kehitaman ruang bakar rata-rata :

$$A_{2m} = \frac{19,993 \cdot 1 + 2 \cdot 2,3223 \cdot 0}{24,64} = 0,8114$$

5.4 TEMPERATUR API RUANG BAKAR.

Perpindahan kalor dalam ruang bakar terutama terjadi secara radiasi / pancaran. Besar kalor yang dipindahkan dalam ruang bakar ditentukan dengan hubungan sebagai berikut

$$\phi = \epsilon \cdot 1,05 \cdot \frac{4,96}{\frac{1}{A_{1m}} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{A_{2m}} - 1 \right)} \cdot F_1 \left[\frac{\theta_E + 273}{100} \right]^4$$

$$= \epsilon \cdot c \cdot F_1 \left[\frac{\theta_E + 273}{100} \right]^4 \dots\dots\dots (5 - 13)$$

$$\text{Dengan } C = \frac{4,96 \cdot 1,05}{1/A_{1m} + F_1/F_2 (1/F_{2m} - 1)}$$

dimana :

A_{1m} = derajat kehitaman badan api rata-rata.

A_{2m} = derajat kehitaman ruang bakar rata-rata.

F_2 = luas permukaan total badan api, (m^2).

F_1 = luas permukaan total ruang bakar, (m^2).

θ_E = temperatur nyala api, ($^{\circ}C$).

1,05 = faktor koreksi untuk perpindahan kalor konveksi (sekitar 5 %).

Σ = faktor koreksi.

Jumlah kalor yang dipindahkan (Q), adalah sama dengan selisih entalpi antara gas asap pada temperatur ruang bakas dan entalpi gas asap pada temperatur api, sehingga :

$$E \cdot C \cdot F_1 \left(\frac{\theta_E + 273}{100} \right)^4 = M (i_{th} - C_{pm} \cdot \theta_E)$$

dimana :

M = laju aliran gas asap, (Nm^3/jam).

i_{th} = entalpi teoritis gas asap, ($kkal/Nm^3$).

C_{pm} = kalor jenis rata-rata gas asap, ($kkal/Nm^3 \text{ } ^{\circ}C$).

θ_E = temperatur nyala api atau temperatur gas asap dalam ruang bakar, ($^{\circ}C$).

Entalpi teoritis gas asap :

$$i_{th} = \frac{J_{th}}{V} \dots\dots\dots (5 - 14)$$

(5 -13) Ledinegg, hal. 253.

(5 - 14) Ibid

dimana :

j_{th} = entalpi teoritis gas asap dalam ruang bakar,
(kkal /kgbb).

V = Volume gas asap yang dihasilkan, (Nm³/kgbb).

entalpi teoritis gas asap :

$$j_{th} = N_{pb} + j_L \dots\dots\dots (5 -15)$$

dimana :

j_L = entalpi udara pembakaran, (kkal /kgbb).

$$= C_{pl} \cdot L_w \cdot \theta_t \dots\dots\dots (5 -16)$$

C_{pt} = kalor jenis udara rata-rata, (kkal /Nm³ ° C).

L_w = kebutuhan udara sesungguhnya, (Nm³/kgbb).

θ_L = temperatur udara pembakaran, (° C).

Pada temperatur $\theta_L = 30^\circ \text{C}$ diperoleh $C_{pt} = 0,3113 \text{ kkal /Nm}^3 \text{ } ^\circ \text{C}$

(lampiran F).

$$j_L = 0,3113 \cdot 13,364 \cdot 30 = 124,806 \text{ kkal /kgbb.}$$

$$j_{th} = 10080 + 124,806 = 10204,806 \text{ kkal /kgbb.}$$

Maka :

$$i_{th} = \frac{10204,806}{14,0362} = 727 \text{ kkal /Nm}^3.$$

$$C = \frac{4,96 \cdot 1,05}{\frac{1}{0,327} + \frac{23,82}{24,64} \left(\frac{1}{0,8114} - 1 \right)} = 1,5865$$

$$\frac{M}{F_1 \cdot C} = \frac{3479,15}{23,82 \cdot 1,5865} = 92,065 \text{ Nm}^3/\text{kkal.}$$

Dari grafik lampiran H pada harga i_{th} dan $\frac{M}{F_1 \cdot C}$ diatas diperoleh temperatur nyala api $\theta_E = 980^\circ \text{C}$.

Dalam perencanaan sebelumnya diperkirakan temperatur
(5 - 15) Ibid

(5 - 16) Ibid

nyala api $\theta_E = 1000^\circ \text{C}$, maka terdapat penyimpangan sebesar :

$$\begin{aligned} e &= \frac{1000 - 980}{980} \times 100 \% \\ &= 2,04 \% \end{aligned}$$

Penyimpangan yang diperoleh cukup kecil sehingga dapat dabaikan.

BAB VI.

P E R P I N D A H A N K A L O R.

Pada HRT ini direncanakan sistem dua laluan gas asap (dua pass) yaitu gas asap yang dihasilkan pertama melalui bidang pemanas ruang bakar dan kemudian melalui pipa gas asap.

6.1 KEBUTUHAN KALOR

Jumlah kalor yang dibutuhkan untuk menguapkan air dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$Q = D (h_u - h_a) \dots\dots\dots(6 - 1)$$

dimana :

D = kapasitas uap.

= 3200 kg/j.

h_u = entalpi uap jenuh pada tekanan 16 kg/Cm².

= 2793,89 kJ/kg (lampiran D).

h_a = entalpi air pengisi pada temperatur 30^o C.

= 125,8 kJ/kg (lampiran D).

maka :

$$Q = 3200 (2793,89 - 125,8) \text{ kJ/j.}$$

$$= 8.537.600 \text{ kJ/j.}$$

6.2. PERENCANAAN EKONOMISER.

Ekonomiser adalah suatu alat penukar yang berfungsi untuk memanaskan air pengisi ketel, dengan memanfaatkan gas

(6 - 1) Ledineeg, Hal 206.

asap panas yang keluar dari ketel. Sisa panas tersebut, dimanfaatkan untuk memanaskan air pengisi ketel, sehingga perbedaan temperatur antara air masuk dan air di dalam ketel lebih sedikit.

Hal ini berarti penghematan kalor serta penghematan bahan bakar, disamping pula penghematan jumlah pipa yang diperlukan oleh bidang pemanas. Dengan adanya penghematan tersebut maka alat ini diberi nama " EKONOMESER " atau disingkat dengan " EKO ".

Dalam perencanaan ekonomiser biasanya dilakukan penempatan aliran air didalam pipa sedangkan gas buang diluar ekonomiser.

Ekonomiser ini biasanya diletakkan diantara jalan keluar gas asap setelah meninggalkan bidang pemanas dengan cerobong ketel.

6.2.1. DATA PERENCANAAN EKONOMISER

Temperatur air masuk EKO (T_i) = 30°C .

Temperatur air keluar EKO (T_o) = 175°C . (Karena temperatur titik didih pada eko 205°C).

Temperatur gas asap masuk EKO ($T_{g\text{ in}}$) = 682°C (dicari)

Temperatur gas asap keluar EKO ($T_{g\text{ out}}$) 200°C . (direncanakan) yang kemudian akan diteliti lagi kebenarannya.

Untuk dapat menentukan temperatur gas asap keluar EKO, perlu diketahui kalor yang diserap ekonomiser dari gas asap

yang melewatinya. \dot{Q}_{eko}).

Panas yang diterima air :

$$\dot{Q}_{eko} = D (h_{wo} - h_{wi}) \quad \text{kcal/jam.(6 - 2)}$$

dimana :

$$D = 3200 \text{ kg/jam.}$$

h_{wi} = entalpi air masuk ekonomiser dan tekanan 16 atm
(lihat Lampiran D).

$$\begin{aligned} h_{wi} &= h_{f(T)} + v_{f(T)} (P - P_{sat(T)}) \cdot 10^3 \\ &= 125,8 + 0,001 (0,101325 - 0,0036) 10^3 \\ &= 125,89 \text{ kJ/kg} = 30,1 \text{ kcal/kg.} \end{aligned}$$

h_{wo} = entalpi air keluar ekonomiser dan tekanan 16 atm
(lihat Lampiran D).
 $= 731,0 \text{ kJ/kg} = 175,0 \text{ kcal/kg.}$

sehingga :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{EKO} &= 3200 (175,0 - 30,1) \\ &= 464000 \text{ kcal/jam.} \\ &= 1939520 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Menentukan kalor jenis rata-rata dari gas asap (C_p) :

$$\begin{aligned} C_p &= \sum_{i=1}^n x_i \cdot c_{pi} \quad (\text{lihat lampiran F}) \\ &= x_{CO} \cdot C_{pCO} + x_{H_2O} \cdot C_{pH_2O} + x_{O_2} \cdot C_{pO_2} + x_{N_2} \cdot C_{pN_2} \\ &= 0,1129 \cdot 0,429 + 0,127 \cdot 0,362 + 0,3622 \cdot 0,319 \\ &\quad + 0,7273 \cdot 0,311 \\ &= 0,214 \end{aligned}$$

(6 - 2) Ledinegg, Hal 208.

Panas yang diberikan gas :

$$Q_{\text{gas}} = M \cdot C_{pg} (T_{g,\text{in}} - T_{g,\text{out}})$$

$$= 4497 \cdot 0,214 (T_{g,\text{in}} - 200) = 464000 \text{ kkal/jam}$$

Sehingga temperatur gas masuk ($T_{g,\text{in}}$) = 682°C

6.2.2. PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN EKO.

6.2.2.1 Dimensi Eko

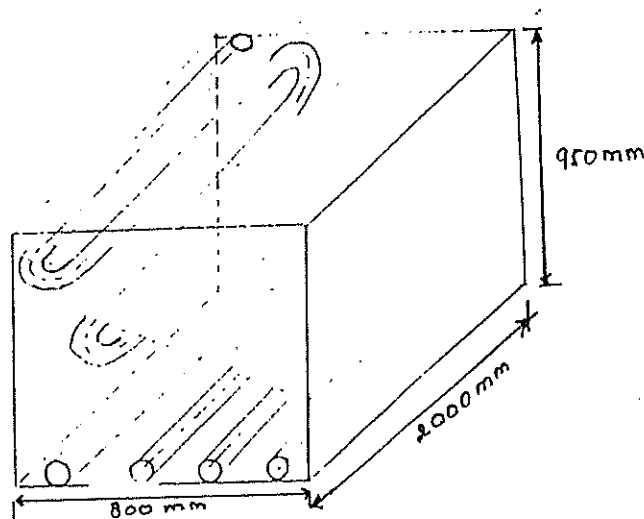
Kendal perencanaan dimensi Eko adalah kecepatan aliran Gas Asap dan kecepatan aliran air yang besarnya adalah :

- Untuk Gas Asap :

$$0,6 \text{ m/s} < w_g < 10 \text{ m/s.}$$

- Untuk air :

$$0,6 \text{ m/s} < w_a < 1,2 \text{ m/s.}$$



GAMBAR 6.1. SUSUNAN PIPA EKO

Rencana susunan pipa Eko adalah seperti gambar diatas dengan ukuran-ukuran yang akan diperiksa kembali nan-

tinya.

Data-data perencanaan Eko (dalam arah Gas Asap).

- Jumlah Pipa :

Dalam baris X = 5.

Dalam kolom Y = 6.

- Bahan Pipa dari baja.

- Dimensi Pipa (lihat tabel).

$d_o = 73 \text{ mm.}$

$d_i = 63 \text{ mm.}$

$l = 5 \text{ m.}$

- Susunan Pipa sejajar :

Jarak antar kolom $t_q = 140 \text{ mm.}$

Jarak antar baris $t_l = 140 \text{ mm.}$

- Dimensi Eko keseluruhan :

Panjang = 2000 mm.

Lebar = 800 mm.

Tinggi = 950 mm.

Volume = $1,2 \text{ m}^3$.

6.2.2.2 Perhitungan Kecepatan Gas Asap

Dari persamaan :

$$\dot{M}_g = \rho \cdot V_g \cdot A_c \dots\dots\dots (6 - 3)$$

Dimana :

$$\dot{M}_g = \text{Laju kecepatan dari Gas Asap (kg/s)}.$$

(6 - 3) Ledinegg, Hal 210.

$$= 3479,15 \text{ kg/j}$$

$$= 0,966 \text{ kg/s}$$

A_c = Luas penampang yang dilalui Gas Asap.

ρ = Masa jenis Gas Asap.

Menentukan A_c :

$$\begin{aligned} A_c &= (5 \times 2 \times \pi d_i^2) \\ &= 10 \times \pi \times 0,063^2 \\ &= 1,979 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Menentukan ρ :

$$\begin{aligned} \text{Dari } \bar{T} &= \frac{T_{g,out} + T_{g,in}}{2} \\ &= \frac{682 + 200}{2} \\ &= 441^\circ \text{ C.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho &= ((0,1129 \cdot 0,063) + (0,127 \cdot 0,0354) + (0,322 \cdot 0,035) + \\ &\quad (0,7273 \cdot 0,0431)) \\ &= 0,03015 \text{ lb/ft}^3 \\ &= 0,483 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Sehingga kecepatan dari Gas Asap (V_g).

$$\begin{aligned} V_g &= \frac{\dot{M}_g}{\rho \cdot A_c} \\ &= \frac{0,966}{0,483 \cdot 1,979} \\ &= 1,0106 \text{ m/s} \end{aligned}$$

6.2.2.3 Menentukan Kecepatan Air Dalam Pipa Eko (V_a)

$$\dot{M}_a = \rho \cdot V_a \cdot A_a \dots\dots\dots (6 - 4)$$

Dimana :

(6 - 4) Ledinegg, Hal 210.

\dot{M}_a = Kapasitas air yang melalui Eko (kg/s).

$$= 3200 \text{ kg/j}$$

$$= 0,889 \text{ kg/s}$$

ρ = Masa jenis air pada temperatur rata-rata (kg/m^3).

$$= 987,9 \text{ kg/m}^3$$

A_a = Luasan penampang pipa yang dilalui air, (m^2).

$$= \frac{Z \cdot \pi \cdot d_i^2}{4}$$

$$= \frac{5 \cdot \pi \cdot 0,063^2}{4}$$

$$= 0,0156 \text{ m}^2$$

Z = Jumlah Pipa dalam arah X = 5 buah.

$$\begin{aligned} \text{Sehingga } V_a &= \frac{\dot{M}_a}{\rho \cdot A_a} \\ &= \frac{0,889}{987,9 \cdot 0,0156} \\ &= 0,768 \text{ m/s} \end{aligned}$$

6.2.2.4. Luas Bidang Pemanas.

Dari persamaan :

$$Q_{\text{EKO}} = u \cdot A \cdot \Delta T_m \dots\dots\dots (6 - 5)$$

Dimana :

u : koefisien perpindahan panas menyeluruh
($\text{kcal/m}^2 \text{jam } ^\circ\text{C}$)

A : luas bidang pemanas, (m^2)

ΔT_m : beda temperatur, ($^{\circ}C$)

Perhitungan ΔT_m :

Gas asap masuk ($T_{g,in} = 682^{\circ} C$)

Gas asap keluar ($T_{g,out} = 200^{\circ} C$)

Air masuk ($t_{in} = 30^{\circ} C$)

Air keluar ($t_{out} = 175^{\circ} C$)

Sistem aliran dan perbedaan temperatur gas asap terhadap aliran didalam pipa ekonomiser adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\Delta T_m &= \frac{(T_{g,out} - t_{out}) - (T_{g,in} - t_{in})}{\ln \frac{(T_{g,out} - t_{out})}{(T_{g,in} - t_{in})}} \\ &= \frac{(200 - 175) - (682 - 30)}{\ln \frac{(200 - 175)}{(682 - 30)}} \\ &= 192,3^{\circ} C\end{aligned}$$

Perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U)

$$U = \frac{1}{1/\alpha_g + 1/\alpha_a + s/\lambda}$$

dimana :

α_g : koefisien perpindahan panas antara gas asap dengan pipa ($kcal/m^2 \text{ jam } ^{\circ}C$)

α_a : koefisien perpindahan kalor antara air dan pipa ($kcal/m^2 \text{ jam } ^{\circ}C$)

S : tebal pipa (m)

λ : konduktifitas thermal pipa (kcal/m jam $^{\circ}\text{C}$)

$S/\lambda = 0$ (diabaikan).

Menentukan α_g :

Kecepatan gas asap normal pada 0°C dan 1 atm (V_o)

$$\begin{aligned} V_o &= \frac{M_1}{3600 \cdot A_c} \quad \text{m/s} \dots\dots\dots (6 - 6) \\ &= \frac{3479,15}{3600 \cdot 1,979} \quad \text{m/s} \\ &= 0,488 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kecepatan gas asap sesungguhnya (V_{g1})

$$V_{g1} = \frac{V_{o1} (T_h + 273)}{264 \times p} \quad \text{m/s}$$

dimana :

$$\begin{aligned} T_h &= \frac{T_{g,in} - T_{g,out}}{\ln \frac{T_{g,in}}{T_{g,out}}} \\ &= \frac{682 - 200}{\ln \frac{682}{200}} \\ &= 392^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$V_{g1} = \frac{0,488 (392 + 273)}{264 \times 1} = 1,229 \text{ m/s}$$

Bilangan Reynolds (R_e)

$$T_h = 392^{\circ} \text{ C}$$

$$T_w = \text{temperatur dinding pipa (diasumsikan } 10^{\circ}\text{C}$$

diatas temperatur air keluar Eko)

$$= 185^{\circ} \text{ C}$$

$$d_i = 63 \text{ mm}$$

$$v_{g1} = 1,229 \text{ m/s.}$$

$$t_l/d_i = 140/63 = 2,2$$

$$t_q/d_i = 140/63 = 2,2$$

Dari kurva 121.a Ledinegg diperoleh $R_e = 600$

$$\begin{aligned} T_b &= \frac{T_w + T_h}{2} \\ &= \frac{185 + 392}{2} \\ &= 288,5^{\circ} \text{ C} \end{aligned}$$

Dari kurva 121.b Ledinegg diperoleh

$$\alpha_{\text{konveksi}} = 53,8 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam } ^{\circ}\text{C}$$

$$R_{eq} = 3,5 \cdot \bar{s}$$

\bar{s} = jarak spasi antara permukaan pipa
(mm)

$$= (s_1 + s_2) / 2$$

$$= (67 + 67) / 2$$

$$= 67 \text{ mm}$$

Sehingga :

$$R_{eq} = (3,5 \times 67) \text{ mm} = 234,5$$

Dari kurva 147 Ledinegg, diperoleh :

$$P_{\text{CO}_2} \times R_{eq} = (0,1129 \times 234,5) \text{ mm atmut.}$$

$$= 26,475 \text{ mm atmut.}$$

$$P_{H_2O} \times R_{eq} = (0,127 \times 234,5) \text{ mm atmut.}$$

$$= 29,78 \text{ mm atmut.}$$

dan untuk :

$$T_h = 392^\circ \text{ C}$$

$$T_w = 185^\circ \text{ C.}$$

$$\alpha_{CO_2} = 2,7 \text{ kcal/m}^2\text{jam } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{H_2O} = 6,3 \text{ kcal/m}^2\text{jam } ^\circ\text{C.}$$

$$\alpha_{\text{radiasi}} = \alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O}$$

$$= (2,7 + 6,3) \text{ kcal/m}^2\text{jam } ^\circ\text{C}$$

$$= 9 \text{ kcal/m}^2\text{jam } ^\circ\text{C}$$

Sehingga :

$$\alpha_g = \alpha_{\text{konveksi}} + \alpha_{\text{radiasi}}$$

$$= (53,8 + 9)$$

$$= 62,8 \text{ kcal/m}^2\text{jam } ^\circ\text{C}$$

Menentukan α_a :

Untuk menentukan α_a dipergunakan kurva 116 Ledinegg dengan parameter-parameter sebagai berikut :

- Kecepatan aliran air pada pipa EKO (v_a) :

$$v_a = 0,768 \text{ m/s.}$$

- Perbedaan temperatur logaritma air (T_a)

$$T_a = \frac{t_{out} - t_{in}}{\ln \frac{t_{out}}{t_{in}}} \dots\dots\dots (6 - 7)$$

(6 - 7) Ledinegg, Hal 238

in

$$= \frac{175 - 30}{\ln \frac{175}{30}} = 82,2^{\circ} \text{C}$$

Sehingga diperoleh dari Ledinegg kurva 210 :

$$\alpha_a = 1220 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam } ^{\circ}\text{C}.$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_g}} = \frac{1}{\frac{1}{1220} + \frac{1}{62,8}}$$

$$= 59,72 \text{ kkal/m}^2 \text{ j } ^{\circ} \text{C}.$$

Dari persamaan diatas diperoleh :

$$Q_{\text{EKO}} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

A = Luas bidang pemanas pada EKO

$$= \pi (d_o) \cdot X \cdot Y \cdot L$$

$$= \pi \cdot 0,073 \cdot 8 \cdot 9 \cdot 2$$

$$= 35,88 \text{ m}^2$$

Sehingga :

$$Q_{\text{EKO}} = (59,72 \cdot 35,88 \cdot 217,9) \text{ kkal/jam}$$

$$= 467000 \text{ kkal/jam}$$

Perbedaan dengan perhitungan sebelumnya adalah :

$$\Delta Q = \frac{467000 - 464000}{467000} \times 100 \%$$

$$= 0,64 \%$$

Perbedaan kecil sehingga perhitungan tidak perlu diulang lagi dan ditetapkan bahwa dimensi-dimensi dari perencanaan sudah memenuhi syarat.

6.3 PERPINDAHAN KALOR DALAM RUANG BAKAR.

Proses perpindahan kalor dalam ruang bakar terjadi secara :

1. RADIASI.
2. KONVEKSI.

6.3.1 PERPINDAHAN KALOR RADIASI.

Perpindahan dalam kalor Radiasi dari gas asap dan badan api ke dinding ruang bakar adalah :

$$Q_r = M (i_{th} - C_{PA} \cdot \theta_A) \dots\dots\dots (6 - 8)$$

dimana :

M = laju aliran gas asap.

$$= 3479,15 \text{ Nm}^3/\text{j}.$$

i_{th} = entalpi teoritis gas asap.

$$= 727 \text{ kkal/Nm}^3 = 3043,219 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

C_{pa} = kalor jenis gasa asap rata-rata pada temperatur api $\theta_a = 980^\circ \text{C}.$

$$= 0,3644 \text{ kkal/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C} = 1,5254 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(lampiran ID).

maka :

$$\begin{aligned} Q_r &= 3479,15 (3043,219 - 1,5254 \cdot 980) \text{ kJ/jam} \\ &= 5386861 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Kalor yang dapat diserap ruang bakar untuk menguapkan air dalam tangki ketel :

(6 - 8) Referensi 9, Hal 208.

$$\theta'_r = \eta_{st} \cdot M (i_{th} - C_{PA} \cdot \theta_A) \dots\dots\dots(6 - 9)$$

efisiensi pancaran :

$$\eta_{st} = 1 - \frac{N_{pb} \cdot \alpha_{st}}{(1 - \alpha_u) (N_{pb} + J_{LE} + q_L - J_A)} \times 100 \% \dots\dots\dots(6 - 10)$$

dimana :

N_{pb} = Nilai pembakaran bawah, (kJ/kg.bb).

α_u = kerugian kalor karena pembakaran yang tidak sempurna, (kJ/kg).

q_L = perbedaan entalpi udara pembakaran pada awal dan akhir proses pembakaran.

J_a = entalpi gas asap dalam ruang bakar, (kJ/kg.bb).

J_{LE} = entalpi udara pembakaran, (kJ/kg.bb).

α_{st} = kerugian kalor karena pancaran dari ketel, (kJ/kg).

perbedaan entalpi udara pembakaran :

$$q_L = (J_{LA} - J_{LE}) P_L \dots\dots\dots(6 - 11)$$

dimana :

J_{LA} = entalpi udara pembakaran pada temperatur ruang bakar, (kJ/kg.bb).

P_L = prosentase kelebihan udara pada pembakaran -

(6 - 9) Ibid.

(6 - 10) Ibid, Hal 247

(6 - 11) Ledinegg, Hal 245

$$= \frac{(e - 1) L_{\min}}{V_{\min} + (e - 1) L_{\min}} \times 100 \% \dots\dots(6 - 12)$$

dimana :

e = faktor kelebihan udara = 1,2

L_{\min} = keperluan udara minimum teoritis.

= 10,76 Nm³/kg.bb.

V_{\min} = jumlah gas asap minimum teoritis yang dihasilkan.

= 1,8535.C+0,683.S+0,8N+0,79L_{min}+11,16H+1,244.10+

(f-1)L_{min}+(C-1)f.L_{min}

= 1,8535.0,8553+0,683.0,0009+0,8.0,011+0,79.10,76

+(1,027-1)10,76

= 13,94 Nm³/kg.bb

atau :

V_{\min} = 18,1468 kg/kg.bb

maka :

$$P_1 = \frac{(1,2 - 1) 10,76}{13,94 + (1,2 - 1) 10,76} \times 100 \% \\ = 15,83 \%$$

udara pembakaran :

Dari lampiran F kalor jenis udara rata-rata pada temperatur :

$\theta_{la} = 150^{\circ}\text{C}$ diperoleh $C_{pe} = 0,3125 \text{ kkal/Nm}^3^{\circ}\text{C}$
= 1,3063 kJ/Nm³ °C.

$\theta_{la} = 980^{\circ}\text{C}$ diperoleh $C_{pa} = 0,3354 \text{ kkal/Nm}^3^{\circ}\text{C}$.

(6 - 12) Ibid.

$$= 1,404 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

maka :

$$\begin{aligned} J_{le} &= C_{pe} \cdot L_w \cdot \theta_{le} \\ &= 1,3063 \cdot 13,364 \cdot 150 = 2618,609 \text{ kJ/kg.bb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{la} &= C_{pa} \cdot L_w \cdot \theta_{la} \\ &= 1,404 \cdot 13,364 \cdot 980 = 18387,795 \text{ kJ/kg.bb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_L &= (18387,795 - 2618,609) \cdot 0,1583 \\ &= 2496,262 \text{ kJ/kg.bb.} \end{aligned}$$

GAS ASAP

Dari lampiran I kalor jenis gas asap rata-rata pada temperatur :

$$\begin{aligned} \theta_a &= 980^\circ \text{ C diperoleh } C_{pa} = 0,3644 \text{ kkal/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}. \\ &= 1,5254 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} J_a &= C_{pa} \cdot V \cdot \theta_a \dots\dots\dots(6 - 13) \\ &= 1,5254 \cdot 12,94 \cdot 980 = 20838,79 \text{ kJ/kg.bb.} \end{aligned}$$

Jadi efisiensi pancaran dalam bahan bakar :

$$\begin{aligned} \eta_{st} &= 1 - \frac{42194,88 \times 0,0468}{(1-0,02)(42194,88+2618,069+2496,262-20838,79)} \times 100\% \\ &= 0,924 \\ &= 92,4 \%. \end{aligned}$$

Kalor yang dapat diserap oleh ruang bakar secara radiasi adalah :

$$Q'_r = 0,924 \cdot 5386861,9 \text{ kJ/jam}$$

(6 - 13) Ledinegg, Hal 247

$$= 5444500,3 \text{ kJ/jam.}$$

6.3.2. PERPINDAHAN KALOR KONVEKSI.

Perhitungan panas pada pipa konveksi adalah

$$\begin{aligned} Q_k &= Q - Q_r - Q_{eko} \\ &= 8537600 - 5444500 - 1939520 \\ &= 1153580 \text{ kJ/jam} \\ &= 275976 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

Karena ada panas yang tidak terserap air dalam pipa konveksi maka panas yang disediakan oleh gas diambil lebih besar 5 %.. Sehingga panas yang disediakan oleh gas adalah sebesar:

$$\begin{aligned} Q &= 1,05 \cdot 275976 \\ &= 289775 \text{ kkal/jam} = 1211259 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

jadi :

$$\begin{aligned} Q_g &= M \cdot C_{pg} (T_{g,in} - T_{g,out}) \\ 289775 &= 4497 \cdot 0,22 \cdot (980 - T_{g,out}) \\ T_{g,out} &= 687^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Sehingga sesuai dengan perencanaan sebelumnya bahwa temperatur masuk ke ekonomiser $T_{g,in} = 682^\circ\text{C}$ sama dengan temperatur keluar dari pipa ekonomiser ($T_{g,out} = 687^\circ\text{C}$ cukup mendekati. Untuk mengecek hasil yang memadai perlu dihitung panas yang diperlukan untuk menguapkan air pada temperatur air pada 175°C menjadi uap jenuh pada tekanan 16 atm (235 psi). Dengan titik didih 205°C dibutuhkan panas sebesar :

$$Q = D \cdot C_{pa} \cdot \Delta T + D \cdot \Delta H$$

UPT-PUSTAKA-TNDIP

dimana :

$$D = 3200 \text{ kg/jam} = \text{jumlah air}$$

$$C_{pa} = 1,04 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \text{selisih temperatur air sampai mendidih}$$

$$T_{in} = 175 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{didih} = 205 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta h = h_{fg} = 1940 \text{ kJ/kg (dari tabel uap jenuh)} = 464 \text{ kcal/kg}$$

$$\begin{aligned} Q_{r+kon} &= 3200 \cdot 1,04 (205 - 175) + 3200 \cdot 464 \\ &= 1584640 \text{ kcal/jam} \\ &= 6623795 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Jadi panas tersebut diatas adalah panas yang ada pada pipa-pipa radiasi dan konveksi sebesar :

$$\begin{aligned} Q_r + Q_k &= 544500 + 1211259 \\ &= 8655759 \text{ kJ/jam (sudah cukup sesuai)}. \end{aligned}$$

Kalor yang terjadi secara konveksi dalam ruang bakar dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$Q_k = K' \cdot F_{rb} \cdot \Delta \theta \dots\dots\dots(6 - 14)$$

dimana :

$$K' = \text{koefisien perpindahan kalor total dalam ruang bakar, (kJ/j m}^3 \text{ } ^\circ\text{C)}.$$

$$F_{rb} = \text{luas permukaan ruang bakar, (m}^2\text{)}.$$

$\Delta \theta$ = perbedaan temperatur antara gas asap dan uap
($^{\circ}\text{C}$).

Koefisien perpindahan kalor total dalam ruang bakar :

$$K' = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \dots\dots\dots(6 - 15)$$

dimana :

d_2 = diameter luar ruang bakar, (m).

d_1 = diameter dalam ruang bakar, (m).

α_1 = koefisien perpindahan kalor konveksi gas asap
ke dinding ruang bakar, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 ^{\circ}\text{C}$).

α_2 = koefisien perpindahan kalor konveksi dari din -
ding ruang bakar ke air, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 ^{\circ}\text{C}$).

λ = koefisien perpindahan kalor konduksi pada ma -
terial dinding ruang bakar, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 ^{\circ}\text{C}$).

Suhu $\frac{d_2}{\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ dan $\frac{1}{\alpha_2}$ dapat diabaikan karena harganya
sangat kecil dibanding $\frac{d_2}{d_1} \frac{1}{\alpha_1} \dots\dots\dots(6 - 16)$

Jadi koefisien perpindahan kalor total menjadi.

$$K = \frac{d_1}{d_2} \alpha_1 \dots\dots\dots(6 - 17)$$

Koefisien perpindahan kalor konveksi (α_1) dari gas asap
kedinding ruang bakar dapat ditentukan dengan 2 (dua) cara :

1. Dengan menggunakan persamaan.
2. Dengan menggunakan grafik Clampiran C).

(6 - 15) Ibid.

(6 - 16) Ibid, Hal 247

(6 - 17) Ibid, Hal 247.

Pada perhitungan disini digunakan cara pertama karena mempunyai ketelitian yang lebih baik. Dari eksperimen diperoleh persamaan empiris untuk menentukan koefisien perpindahan kalor konveksi dari gas asap kedinding ruang bakar yaitu :

$$\alpha_1 = 13,6 + 0,26 \frac{\theta}{100} - 0,0076 \left(\frac{\theta}{100} \right)^2 + \frac{W_o 0,75}{d_1 0,25} \dots\dots\dots(6 - 18)$$

dimana :

θ = temperatur filter gas asap, ($^{\circ}$ C).

W_o = kecepatan aliran gas asap dalam ruang bakar pada 0° C dan 76 Cm Hg. (m /det).

d_1 = diameter dalam ruang bakar, (cm).

Temperatur filter gas asap :

$$\theta = \frac{\theta_p + \theta_b}{2}$$

dimana :

θ_p = temperatur dinding ruang bakar.

= 225° C (diperkirakan).

θ_b = temperatur rata-rata gas asap.

= $(980 + 682)/2$

= 831° C

Maka temperatur filter gasa asap :

$$\theta = \frac{225 + 831}{2} = 528^{\circ} \text{ C}$$

Kecepatan aliran gas asap dalam pipa konveksi :

(6 - 18) Ibid.

$$W_o = \frac{M}{3600 \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot P} \dots\dots\dots (6 - 19)$$

dimana :

M = laju aliran gas asap, (Nm³/jam).

d₁ = diameter dalam ruang bakar, (m).

maka :

$$\begin{aligned} W_o &= \frac{3479,15}{3600 \frac{\pi}{4} (0,0699)^2 \cdot 100} = \frac{3479,15}{5525,94} \\ &= 0,81 \text{ m/det.} \end{aligned}$$

Jadi koefisien perpindahan kalor konveksi dari gas asap ke dinding ruang bakar adalah :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \left[3,6 + 0,26 \frac{528}{100} - 0,0076 \left(\frac{528}{100} \right) \right] \frac{(0,81)^{0,75}}{(0,069)^{0,25}} \\ &= 8,1 \text{ kkal/j m}^2 \text{ } ^\circ \text{C.} \\ &= 33,4 \text{ kJ/j m}^2 \text{ } ^\circ \text{C.} \end{aligned}$$

Pada kondisi sebenarnya dalam ruang bakar terjadi kerak yang berasal dari gas asap, sehingga koefisien perpindahan kalor konveksi total lebih kecil yaitu :

$$\begin{aligned} K' &= 0,9 \frac{d_1}{d_2} \alpha_1 \\ &= 0,9 \frac{0,064}{0,0699} 33,4 = 27,6 \text{ kJ/j m}^3 \text{ } ^\circ \text{C.} \end{aligned}$$

Perbedaan temperatur antara gas asap dan uap :

$$\begin{aligned} \Delta \theta &= \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ci}) - (\theta_{ho} - \theta_{co})}{\ln \left(\frac{\theta_{hi} - \theta_{ci}}{\theta_{ho} - \theta_{co}} \right)} \\ &= \frac{(980 - 205) - (682 - 205)}{\ln \left(\frac{980 - 205}{682 - 205} \right)} \end{aligned}$$

$$= 614^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} F_{rb} &= \frac{Q_k}{K' \cdot \Delta\theta} \\ &= \frac{1211259}{27,6 \cdot 614} \\ &= 71,4 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dengan mengambil pipa gas asap sebanyak $n = 100$ buah, akan luasan bidang pemanas konveksi sebesar :

$$\begin{aligned} F_{rb} &= \pi \cdot d_{rb} \cdot l \cdot n \\ &= \pi \cdot 0,0643 \cdot 3,7 \cdot 100 \\ &= 74,7 \text{ m}^2 \text{ (cukup memadai untuk perpindahan panas)} \end{aligned}$$

Prosentase kelebihan udara (Lihat lampiran 6.2).

$$\begin{aligned} PL &= \frac{(\varepsilon - 1) L_{\min}}{V_{\min} + (\varepsilon - 1) L_{\min}} \times 100 \% \\ &= \frac{(1,2 - 1) 10,76}{13,94 + (1,2 - 1) 10,76} \times 100 \% \\ &= 15,83 \% \end{aligned}$$

UDARA PEMBAKARAN

Dari lampiran F kalor jenis udara rata-rata pada temperatur :

$$\begin{aligned} - \theta_{LE} &= 150^{\circ}\text{C} \text{ diperoleh } C_{PE} = 0,3125 \text{ kkal/Nm}^3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 1,3063 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ - \theta_{LA} &= 620^{\circ}\text{C} \text{ diperoleh } C_{PA} = 0,3248 \text{ kkal/Nm}^3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 1,3596 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

maka :

$$J_{LE} = C_{PE} \cdot L_w \cdot \theta_{LE}$$

$$= 1,3025 \cdot 13,364 \cdot 150^{\circ} = 2618,609 \text{ kJ/kg.bb.}$$

$$\begin{aligned} J_{LA} &= C_{PA} \cdot L_w \cdot \theta_{LA} \\ &= 1,3596 \cdot 13364 \cdot 620 = 11265,211 \text{ kJ/kg.bb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_L &= (J_{LA} - J_{LE}) \cdot P_L \\ &= (11265,211 - 2618,609) \cdot 0,1383 = 1368,757 \text{ kg.bb} \end{aligned}$$

GAS ASAP

Dari lampiran I kalor jenis gas asap pada temperatur:

$$\begin{aligned} \theta_A = 620^{\circ} \text{ C diperoleh } C_{PA} &= 0,3501 \text{ kkal/Nm}^3 \text{ }^{\circ} \text{ C.} \\ &= 1,4655 \text{ kJ/Nm}^3 \text{ }^{\circ} \text{ C} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} J_A &= C_{PA} \cdot V \cdot \theta_A \\ &= 1,4655 \cdot 13,94 \cdot 620 = 12666,0 \text{ kJ/kg.bb.} \end{aligned}$$

Efisiensi pancaran dalam pipa gas asap :

$$\begin{aligned} \eta_{st} &= 1 - \frac{N_{pb} \cdot \alpha_{st}}{(1 - 0,02) (N_{pb} - J_{LE} + Q_L - J_A)} \\ &= 1 - \frac{42194,88 \cdot 0,0468}{(1-0,02) (42194,88 - 522,438 + 1700,58 - 12666,0)} \\ &= 0,929 \end{aligned}$$

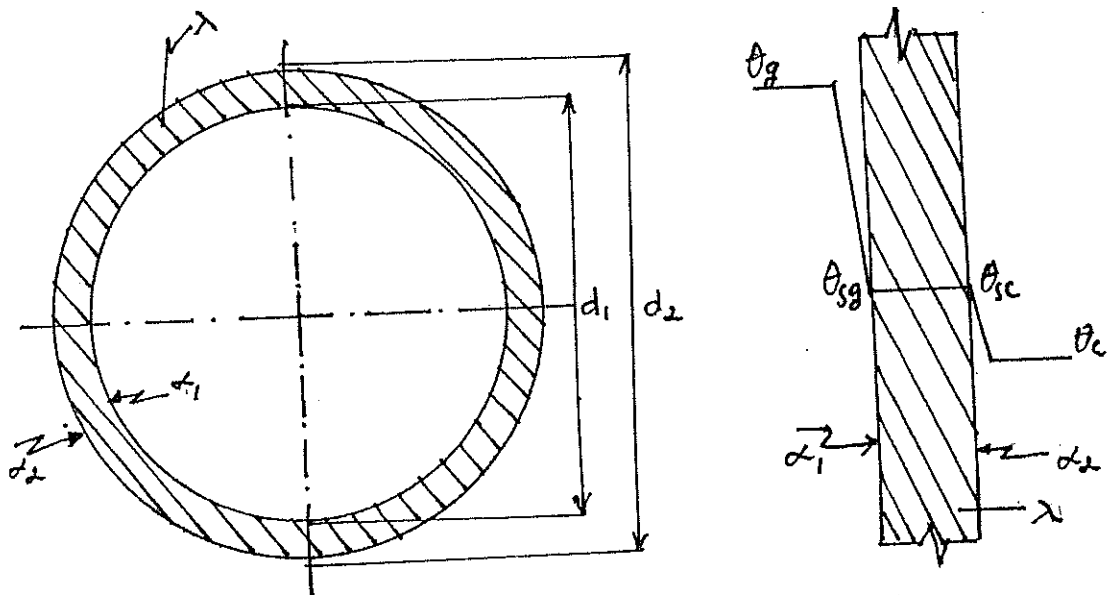
Jadi kalor yang dapat diberikan gas asap dalam pipa gas asap adalah :

$$\begin{aligned} Q_{pa} &= \frac{Q - Q_{rb}}{\eta_{st}} = \frac{8537600 - 66237956}{0,929} \\ &= 2080222,8 \text{ Kj/J.} \end{aligned}$$

6.3.3 TEORI PERPINDAHAN KALOR DALAM PIPA GAS ASAP

Proses perpindahan kalor dalam pipa gas asap ada tiga macam :

- Proses perpindahan kalor radiasi : terjadi dari gas asap ke dinding bagian dalam pipa gas asap.
- Proses perpindahan kalor konveksi : terjadi dari gas asap ke dinding bagian dalam pipa dan dari dinding bagian luar pipa ke air dalam tangki.
- Proses perpindahan kalor konduksi : terjadi dari dinding bagian dalam ke dinding bagian luar pipa.



GAMBAR 6.2 PENAMPANG PIPA GAS ASAP

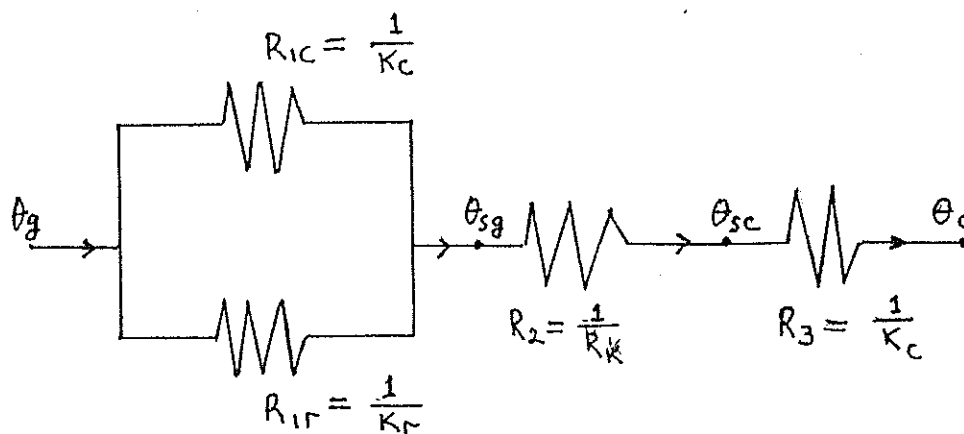
Keterangan gambar :

d_1 : diameter dalam pipa gas asap, (m).

d_2 : diameter luar pipa gas asap, (m).

- α_1 : koefisien perpindahan kalor konveksi dari gas asap ke dinding bagian dalam pipa gas asap ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$).
- α_2 : koefisien perpindahan kalor konveksi dari dinding bagian luar pipa gas asap ke air ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$).
- λ : koefisien perpindahan kalor konduksi dalam material pipa gas asap, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$).

Rangkaian termal proses perpindahan kalor dalam pipa ke air dapat digambarkan sebagai berikut :



GAMBAR 6-3 Rangkaian termal perpindahan kalor

Keterangan :

- θ_g : temperatur gas asap, ($^\circ \text{C}$).
- θ_{sc} : temperatur permukaan luar pipa gas asap, ($^\circ \text{C}$).
- θ_{sg} : temperatur permukaan dalam pipa gas asap, ($^\circ \text{C}$).
- θ_c : temperatur air dalam tangki ketel, ($^\circ \text{C}$).
- R_{1c} : tahanan termal perpindahan kalor konveksi ($\text{j}^\circ \text{C}/\text{kJ}$).
- R_{1r} : tahanan termal perpindahan kalor radiasi ($\text{j}^\circ \text{C}/\text{kJ}$).

R_2 : tahanan termal perpindahan kalor konduksi ($j^{\circ} \text{C/kJ}$).

R_3 : tahanan termal perpindahan kalor konveksi ($j^{\circ} \text{C/kJ}$)

Perpindahan kalor dari gas asap ke dinding permukaan dalam pipa gas asap :

$$Q_1 = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot \alpha_1 (\theta_g - \theta_{sg}) \dots \dots \dots (6 - 20)$$

Perpindahan kalor pada material pipa gas asap :

$$Q_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \lambda \cdot L (\theta_{sg} - \theta_c)}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \dots \dots \dots (6 - 21)$$

Perpindahan kalor dari dinding luar pipa gas asap ke air :

$$Q = \pi \cdot d_2 \cdot L \cdot C_2 (\theta_{sc} - \theta_c) \dots \dots \dots (6 - 22)$$

Dalam keadaan setimbang maka $Q_1 = Q_2 = Q_3$

Sehingga perpindahan kalor dapat ditulis :

$$Q_{pa} = \frac{(\theta_g - \theta_c)}{\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot L \cdot \alpha_1} + \frac{\ln d_2/d_1}{2\pi \cdot \lambda \cdot L} + \frac{1}{\pi \cdot d_2 \cdot L \cdot \alpha_2}}$$

Koefisien perpindahan kalor total pada gas asap :

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot L \cdot \alpha_1} + \frac{\ln d_2/d_1}{2\pi \cdot \lambda \cdot L} + \frac{1}{\pi \cdot d_2 \cdot L \cdot \alpha_2}} \\ &= \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda \cdot L \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{1}{\alpha_2}} \dots \dots \dots (6 - 23) \end{aligned}$$

(6 - 20) Ibid, Hal 178.

(6 - 21) Ibid.

(6 - 22) Ibid.

(6 - 23) Ibid, HAL 186.

Dimana :

d_1 : Diameter dalam pipa gas asap, (m).

d_2 : Diameter luar pipa gas asap, (m).

α_1 : Koefisien perpindahan kalor dari gas asap ke dinding pipa, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

α_2 : Koefisien perpindahan kalor dan dinding pipa ke air, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

α : koefisien perpindahan kalor konduksi maksimal pipa gas asap, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Suhu $\frac{d_2}{\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ dan $\frac{1}{\alpha_2}$ dapat diabaikan karena harganya sangat kecil dari pada suhu $\frac{d_2}{d_1 \cdot \alpha_1}$.

Jadi perpindahan kalor total pada pipa gas asap adalah :

$$K = \frac{d_1}{d_2} \cdot \alpha_1$$

Pada kondisi sebenarnya dipermukaan dalam dan permukaan luar pipa gas asap terbentuk kerak yang dapat mengurangi perpindahan kalor dari gas asap ke air.

Dalam hal ini diberi faktor koreksi antara 0,7 : 0,9.

Untuk bahan bakar minyak diberi faktor koreksi 0,9.

Jadi koefisien perpindahan kalor total dalam pipa gas asap yang sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned} K' &= 0,9 K \\ &= 0,9 \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \alpha_1 \end{aligned}$$

Proses perpindahan kalor dalam pipa gas asap yaitu secara radiasi dan konveksi berlangsung paralel dan bersamaan, sehingga perpindahan kalor yang terjadi adalah :

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_r$$

Dimana :

α_k : koefisien perpindahan kalor konveksi dari gas asap ke dinding, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

α_r : koefisien perpindahan kalor radiasi dari gas ke dinding pipa gas asap, ($\text{kJ}/\text{j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Koefisien perpindahan kalor konveksi (α_k) dapat ditentukan dengan dua cara yaitu dengan menggunakan rumus empiris dan menggunakan grafik.

Rumus Empiris :

$$\alpha_k = \left(3,6 + 0,26 \frac{\theta}{100} - 0,0027 \left(\frac{\theta}{100} \right)^2 \right) \frac{\omega_0^{0,75}}{d_1^{0,25}}$$

Dimana :

θ : temperatur rata-rata gas asap, ($^\circ\text{C}$).

ω_0 : kecepatan aliran gas asap dalam pipa pada 0°C dan 76 Cm Hg, (m/det).

d_1 : diameter dalam pipa gas asap, (cm).

GRAFIK

Koefisien perpindahan kalor konveksi (α_k) ditentukan dengan mengikuti prosedur dan langkah seperti pada grafik Lampiran C.

Koefisien perpindahan kalor radiasi (α_r) dapat ditentukan dengan bantuan grafik pada Lampiran J.

Kecepatan aliran gas asap dalam pipa dapat ditentukan dengan hubungan :

$$\omega_0 = \frac{M}{3600 \cdot P \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2}$$

Dimana :

M : Laju aliran gas asap, (Nm^3/det).

P : Jumlah pipa gas asap.

d_1 : Diameter dalam pipa gas asap, (m).

Perbedaan temperatur gas asap rata-rata dalam pipa dapat ditentukan dengan 2 (dua) cara yaitu : dengan penjumlahan aritmatik dengan perbedaan temperatur rata-rata logaritma.

Perbedaan temperatur rata-rata logaritma dapat ditentukan dengan baik jika perbedaan $\Delta\theta_1$ dan $\Delta\theta_2$ lebih kecil dari 50 % dalam hal ini kesalahan yang terjadi hanya 1 %.

Jika perbedaan temperatur $\Delta\theta_1$ dan $\Delta\theta_2$ lebih besar dari 50 % maka digunakan faktor koreksi "b" seperti pada tabel 6-1.

$\frac{\Delta\theta_1}{\Delta\theta_2}$		$\frac{\Delta\theta_1}{\Delta\theta_2}$	
b		b	
1	1	3	0,910
1,2	0,998	4	0,867
1,4	0,991	5	0,829
1,8	0,971	10	0,710
2	0,962		

TABEL 6-1 faktor koreksi "b" (3:183).

Sehingga perbedaan temperatur rata-rata yang terjadi adalah:

$$\Delta\theta = \frac{\Delta\theta_1}{\Delta\theta_2} \cdot b$$

Dimana :

$$\Delta\theta_1 = \theta_{ht} - \theta_{ct}$$

$$\Delta\theta_2 = \theta_{ht} - \theta_{co}$$

Perbedaan temperatur rata-rata logaritma dapat ditentukan dengan cara sebagai berikut (lihat gambar 6-3).

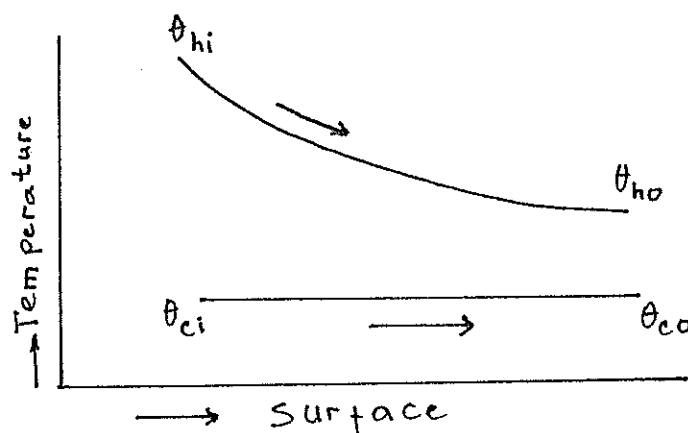
Keterangan gambar :

θ_{hi} : temperatur gas asap masuk pipa.

$\theta_{ci} = \theta_{co}$ temperatur air saat penguapan.

θ_{ho} : temperatur gas asap keluar pipa.

Pada gambar 6-3 dapat dilihat bahwa air menguap pada temperatur konstan sedangkan gas asap temperaturnya menurun sepanjang pipa dalam arah aliran gas asap.



GAMBAR 6-4. Distribusi temperatur gas asap dalam pipa

Laju perpindahan kalor dapat ditentukan dengan hubungan sbb:

$$Q = K \cdot F \cdot d\theta$$

$$dQ = K \cdot dF \cdot d\theta$$

$$= -m_h \cdot C_{ph} \cdot d\theta_h = + m_c \cdot C_{pc} \cdot d\theta_c \dots (1)$$

Dimana :

m_c : laju aliran gas asap, (kg/j)

m_h : laju aliran masa air, (kg/j)

C_{ph} : kalor jenis gas asap, (kJ/kg $^{\circ}\text{C}$)

C_{pc} : kalor jenis air, (kJ/kg $^{\circ}\text{C}$)

$d\theta_h$: perbedaan temperatur gas asap, ($^{\circ}\text{C}$)

Tanda (-) : artinya aliran fluida berlawanan.

Tanda (+) : artinya aliran fluida searah.

$$-C_h (\theta_h - \theta_{hi}) = C_c (\theta_c - \theta_{ci})$$

Dimana :

$$C_h = m_h \cdot C_{ph}$$

$$C_c = m_c \cdot C_{pc}$$

Temperatur gas asap :

$$\theta_h = \theta_{hi} - \frac{C_c}{C_h} (\theta_c - \theta_{ci})$$

Beda temperatur antara gas asap dan air :

$$\theta_h - \theta_c = -\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \theta_c + \frac{C_c}{C_h} \theta_{ci} + \theta_{hi} \dots (2)$$

Dimana :

θ_h : temperatur gas asap, ($^{\circ}\text{C}$).

θ_c : temperatur air, ($^{\circ}\text{C}$).

θ_{hi} : temperatur gas asap, ($^{\circ}\text{C}$).

θ_{ci} : temperatur air pada saat penguapan, ($^{\circ}\text{C}$)

Persamaan (2) disubstitusikan kepersamaan (1), maka diperoleh:

$$\frac{d\theta_c}{-(1 + \frac{C_c}{C_h})\theta_c + \frac{C_c}{C_h}\theta_{ci} + \theta_{hi}} = \frac{K + dF}{C_c} \dots \dots \dots (3)$$

Kemudian diintegrasi menjadi :

$$\ln \frac{-(1 + \frac{C_c}{C_h})\theta_{co} + \frac{C_c}{C_h}\theta_{ci} + \theta_{hi}}{-(1 + \frac{C_c}{C_h})\theta_{ci} + \frac{C_c}{C_h}\theta_{ci} + \theta_{hi}} = -(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h})K.F$$

Selanjutnya dieleminasikan persamaan berikut :

$$\frac{C_c}{C_h} = - \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ho})}{(\theta_{ci} - \theta_{co})}$$

Sehingga diperoleh :

$$\ln \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ci})}{(\theta_{ho} - \theta_{co})} = ((\theta_{hi} - \theta_{ci}) - (\theta_{ho} - \theta_{ci})) \frac{K.F}{Q}$$

Atau :

$$Q = K.F. \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ci}) - (\theta_{ho} - \theta_{co})}{\ln \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ci})}{(\theta_{ho} - \theta_{co})}}$$

$$= K.F. \Delta \theta$$

dimana :

$$\Delta \theta : \text{perbedaan temperatur rata-rata logaritma}$$

$$= \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ci}) - (\theta_{ho} - \theta_{co})}{\ln \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ci})}{(\theta_{ho} - \theta_{co})}}$$

atau :

$$\Delta \theta = \frac{(\Delta \theta_1 - \Delta \theta_2)}{\ln \frac{\Delta \theta_1}{\Delta \theta_2}}$$

dimana :

θ_{hi} = temperatur gas asap masuk pipa, ($^{\circ}\text{C}$).

θ_{ho} = temperatur gas asap keluar pipa, ($^{\circ}\text{C}$).

$\theta_{ci} = \theta_{co}$ = temperatur air saat penguapan, ($^{\circ}\text{C}$).

$$\Delta\theta_1 = \theta_{hi} - \theta_{ci}$$

$$\Delta\theta_2 = \theta_{ho} - \theta_{co}$$

Untuk ketelitian perhitungan, dipakai perbedaan temperatur rata - rata logaritma dalam perhitungan perpindahan kalor dalam pipa gas asap.

6.4. PERPINDAHAN KALOR PADA PIPA GAS ASAP.

Besaran yang dipilih :

Ukuran pipa gas asap = 2,75 in BWG 12

Diameter Luar (d_2) = 2,75 in = 0,0699 m

Diameter dalam (d_1) = 0,064 m

Jumlah pipa (p) = 100 buah

Temperatur keluar (θ_{2k}) = 682°C (dari perhitungan)

Perbedaan temperatur rata - rata logaritmik ($\Delta\theta$),

$$\Delta\theta = \frac{(\theta_{2m} - \theta_u) - (\theta_{2k} - \theta_u)}{\ln \frac{(\theta_{2m} - \theta_u)}{(\theta_{2k} - \theta_u)}}$$

dimana ;

θ_{2m} = temperatur gas asap masuk pipa
= 980°C

θ_u = temperatur penguapan air
= $205,0^{\circ}\text{C}$

Maka ;

$$\Delta\theta = 614,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temperatur rata - rata gas asap (θ_r),

$$\begin{aligned}\theta_r &= \frac{\theta_{2m} - \theta_{2k}}{2} \\ &= \frac{980 + 682}{2} \\ &= 831 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Temperatur film gas asap (θ_f),

$$\begin{aligned}\theta_f &= \frac{\theta_r - \theta_w}{2} \\ &= \frac{831 + 220}{2} \\ &= 525 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

dimana ;

$$\begin{aligned}\theta_w &= \text{temperatur dinding pipa gas asap} \\ &= 220 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{asumsi})\end{aligned}$$

$$\text{Maka, } \theta_f = 525 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kecepatan gas asap dalam pipa (W_o),

$$\begin{aligned}W_o &= \frac{M}{3600 \cdot \pi/4 \cdot d_1^2 \cdot \rho} \\ &= \frac{3479,15}{(3600)(\pi/4)(0,0643)^2(100)} \\ &= 0,81 \text{ m/detik}\end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor konveksi dari gas asap ke dinding pipa gas asap (α_k),

$$\begin{aligned}\alpha_k &= \left(3,6 + 0,26 \left(\frac{\theta_r}{100} \right) - 0,027 \left(\frac{\theta_r}{100} \right)^2 \right) \frac{(W_o)^{0,75}}{(d_1)^{0,25}} \\ &= 11,44 \text{ kCal/j m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

$$= 47,85 \text{ kJ/j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Koefisien perpindahan kalor radiasi gas asap ke dinding pipa adalah $\alpha_r = \alpha_{\text{H}_2\text{O}} + \alpha_{\text{CO}_2}$

dimana :

$\alpha_{\text{H}_2\text{O}}$ = koefisien perpindahan kalor radiasi gas H_2O

α_{CO_2} = koefisien perpindahan kalor radiasi gas CO_2

Tekanan parsial masing - masing gas asap adalah :

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1213 \text{ atmut}$$

$$P_{\text{CO}_2} = 0,1138 \text{ atmut}$$

Jari - jari ekuivalen :

$$\begin{aligned} R_{eq} &= 0,65 \cdot d_1 \\ &= (0,65)(64,3) \\ &= 41,795 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{H}_2\text{O}} &= (0,1213)(41,795) \\ &= 5,07 \text{ mm.atmut} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{CO}_2} &= (0,1138)(41,795) \\ &= 4,75 \text{ mm.atmut} \end{aligned}$$

Dari grafik lampiran J, dapat ditentukan koefisien perpindahan kalor radiasi gas H_2O dan gas CO_2 sebagai berikut :

Gas H_2O :

$$\theta_r = 831 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R_{eq} = 5,07$$

$$\theta_w = 220 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Maka, didapat $\epsilon = 2,1$

$$\begin{aligned}\alpha_{H_2O} &= 2,0 \text{ kCal/j.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 8,360 \text{ kJ/j.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Gas CO_2 :

$$\theta_r = 831 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{CO}_2} \cdot R_{\text{eq}} = 4,75$$

$$\theta_w = 220 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Maka didapat :

$$\varepsilon = 6,0$$

$$\begin{aligned}\alpha_{\text{CO}_2} &= 4,50 \text{ kCal/j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 18,8 \text{ kJ/j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Jadi koefisien perpindahan kalor radiasi gas asap (α_r),

$$\begin{aligned}\alpha_r &= (8,360 + 18,8) \text{ kJ/j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 27,17 \text{ kJ/j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor radiasi dan konveksi dari gas asap ke dinding pipa adalah α_1

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= \alpha_k + \alpha_r \\ &= 47,85 + 27,17 \\ &= 75,02 \text{ kJ/j m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Jadi koefisien perpindahan kalor total yang sebenarnya, terjadi dari gas asap ke air. Besarnya adalah (K'),

$$\begin{aligned}K' &= (0,9) (d_1/d_2) (\alpha_1) \\ &= (0,9) (0,0643/0,0699) (75,02) \\ &= 48,2 \text{ kJ/jm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Luas permukaan luar pipa gas asap adalah F_2 .

$$\begin{aligned}F_2 &= \pi \cdot d_2 \cdot l \cdot P \\ &= (\pi) (0,0643) (3,7) (100)\end{aligned}$$

$$= 71,4 \text{ m}^2$$

Maka laju perpindahan kalor dari gas asap ke air adalah Q'_{pa}

$$\begin{aligned} Q'_{pa} &= K' \cdot F \cdot \Delta\theta \\ &= (48,2)(71,4)(614) \\ &= 2113068,2 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Sedangkan laju perpindahan kalor yang dapat diberikan gas asap dalam pipa adalah Q_{pa}

$$Q_{pa} = 2080222,8 \text{ kJ/jam}$$

Sehingga terdapat perbedaan antara laju perpindahan kalor yang diberikan dan yang dibutuhkan pipa gas asap :

$$\begin{aligned} e &= \frac{Q'_{pa} - Q_{pa}}{Q_{pa}} \times 100 \% \\ &= \frac{2113068 - 2080222,8}{2080222,8} \times 100 \% \end{aligned}$$

$$= 1,5 \%$$

Diperoleh penyimpangan yang kecil, sehingga memenuhi syarat perencanaan.

6.5. KOREKSI TEMPERATUR KELUAR PIPA GAS ASAP.

Temperatur keluar gas pipa asap pada laluan kedua, semula ditentukan $\theta_{2k} = 682^\circ\text{C}$.

Laju perpindahan kalor pada laluan kedua yang diperoleh adalah $Q'_{pa} = 2113069,7 \text{ kJ/jam}$.

Temperatur keluar gas asap pada laluan dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$Q_{pa} = M \cdot (C_{pam} \cdot \theta_{2m} - C_{pak} \cdot \theta_{2k})$$

dimana :

M = laju aliran volumetrik gas asap, (Nm^3/j)

C_{pam} = kalor jenis gas asap masuk rata-rata, ($\text{kJ}/\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$)

C_{pak} = kalor jenis gas asap keluar rata-rata, ($\text{kJ}/\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$)

θ_{2m} = temperatur masuk gas asap, ($^\circ\text{C}$).

θ_{2k} = temperatur keluar gas asap, ($^\circ\text{C}$).

Dari lampiran I, dapat diperoleh kalor jenis gas asap rata-rata pada tiap temperatur :

$$\begin{aligned}\theta_{2m} = 980 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ diperoleh } C_{\text{pam}} &= 0,3644 \text{ kCal}/\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 1,5254 \text{ kJ}/\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\theta_{2k} = 682 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ diperoleh } C_{\text{pak}} &= 0,315 \text{ kCal}/\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 1,302 \text{ kJ}/\text{Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Jadi temperatur keluar gas asap (θ_{2k}) adalah

$$\begin{aligned}\theta_{2k} &= \frac{C_{\text{pam}} \cdot \theta_{2m} - (Q_{\text{pa}}/M)}{C_{\text{pak}}} \\ &= \frac{(1,5254 \cdot 980) - \left(\frac{2080222,8}{3479,15}\right)}{1,302} \\ &= 688,90 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Perbedaan temperatur yang terjadi adalah e .

$$\begin{aligned}e &= \frac{688,90 - 682}{682} \times 100 \% \\ &= 1,01 \%\end{aligned}$$

Penyimpangan yang diperoleh lebih kecil dari 5%, yang merupakan harga persyaratan perencanaan, maka hasil-hasil perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya tidak perlu diulangi lagi, dengan catatan bahwa untuk perhitungan selanjutnya harga θ_{2k} tetap diambil sebesar $682 \text{ } ^\circ\text{C}$.

6.6. KOREKSI TEMPERATUR DINDING PIPA GAS ASAP

Perpindahan kalor dari dinding pipa gas asap ke air adalah :

$$Q = \alpha_2 \cdot F_2 \cdot \Delta\theta$$

dimana :

α_2 = koefisien perpindahan kalor dari dinding pipa gas asap ke air, (kJ/j m² °C).

F_2 = luas permukaan luar pipa gas asap, (m²).

$\Delta\theta$ = perbedaan temperatur antara dinding pipa dan air, (°C)

Posisi Permukaan	Q/F (Btu/j.ft ²)	α_2 (Btu/j.ft ²)
Horizontal	≤ 5000	$151(\Delta\theta)^{1/3}$
	$5000 \leq Q/F \leq 76000$	$0,168(\Delta\theta)^{1/3}$
Vertikal	≤ 1000	$87(\Delta\theta)^{1/3}$
	$1000 \leq Q/F \leq 20000$	$0,24(\Delta\theta)^{1/3}$

Tabel 6-2 . Koefisien perpindahan kalor (7 : 377)

Luas permukaan luar pipa gas asap total (F_2) adalah

$$\begin{aligned}
 F_2 &= \pi \cdot d_2 \cdot l \cdot P \\
 &= \pi \cdot (0,0699)(3,7)(165) \\
 &= 134 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Laju perpindahan kalor pada laluan kedua (Q) adalah

$$\begin{aligned}
 Q &= Q'_{pa} \\
 &= 2113068,7 \text{ kJ/jam.}
 \end{aligned}$$

$$\text{Maka } Q/F_2 = \frac{2113068,7}{1348}$$

$$= 15769,16 \text{ kJ/jm}^2$$

Berdasarkan tabel 6-2, untuk tekanan 1 atm (14,7 psia),
maka :

$$\alpha_2 = 0,168(\Delta\theta)^3$$

Pada tekanan ketel 17 kg/cm² atau 249,9 psia, diperoleh :

$$\begin{aligned}\alpha'_2 &= \alpha_2 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{0,4} \\ &= \alpha_2 \left(\frac{249,9}{14,7} \right)^{0,4} \\ &= 3,1 \alpha_2 \\ &= (3,1)(0,168)(\Delta\theta)^3 \\ &= 0,5217(\Delta\theta)^{0,3} \dots\dots\dots(1)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\theta \cdot \alpha'_2 &= Q/F_2 \\ &= 15769,16 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{jam} \\ \alpha'_2 &= \frac{15769,16}{\Delta\theta} \dots\dots\dots(2)\end{aligned}$$

Dengan mengeliminasi persamaan (1) dan (2) diperoleh :

$$\begin{aligned}\frac{15769,16}{\Delta\theta} &= 0,5217(\Delta\theta)^3 \\ \Delta\theta^4 &= 30226,68 \\ \Delta\theta &= 13,18 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Jadi temperatur dinding pipa gas asap bagian luar besarnya
adalah θ_w .

$$\begin{aligned}\theta_w &= \theta_u + \Delta\theta \\ &= 205 + 13,18 \\ &= 218,18 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Penyimpangan temperatur yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}e &= \frac{220 - 218,18}{218,18} \times 100 \% \\ &= 0,83 \%\end{aligned}$$

Penyimpangan diatas cukup kecil dan dapat diabaikan.

BAB VII

UKURAN UTAMA DAN KONSTRUKSI KETEL

7.1 RUANG BAKAR.

Pada ketel HRT ini direncanakan ruang bakar didalam tangki atau lorong api yang mempunyai tipe FOX dan bahan lorong api dari baja st 41. Lorong api Profil Fox mempunyai keuntungan yaitu :

- Mempunyai elatisitas dan kekuatan yang lebih baik untuk menahan perubahan panjang (Pemuaian dan pengkerutan) akibat naik dan turunnya temperatur dalam lorong api.
- Memperbesar luas permukaan bidang pemanas sebesar 15 jika dibandingkan dengan lorong api yang datar.

Pada Bab 5 telah ditentukan dimensi ruang bakar yaitu

- Diameter dalam ruang bakar : $d_{rb} = 1,72 \text{ M}$
- Panjang ruang bakar : $L = 3,7 \text{ M}$

Tebal dinding ruang bakar atau lorong api ditentukan oleh tekanan uap maksimum dalam ketel dan diameter dalam ruang bakar atau dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$S_1 = \frac{P_1 \cdot d_{rb}}{1200} + 2 \dots\dots\dots(7 - 1)$$

dimana :

P_1 : tekanan uap maksimum ketel, (kg/cm^2).

(7 - 1) Ledinegg, Hal 390

d_{rb} : diameter dalam ruang bakar, (mm).

2 : faktor penambah tebal dinding ketel untuk mengatasi efek korosi, (mm).

Tekanan uap maksimum ketel ditentukan tidak melebihi 10 % dari tekanan uap ketel.

$$\begin{aligned}\text{Tekanan kerja ketel} &= 17 \text{ kg/Cm}^2 - 1 \text{ atm.} \\ &= 17 \text{ kg/Cm}^2 - 1,03 \text{ kg/Cm}^2. \\ &= 15,97 \text{ kg/Cm}^2.\end{aligned}$$

$$\text{Tekanan maksimum ketel } 110\% \times 15,97 = 17,567 \text{ kg/Cm}^2.$$

Maka ketel dinding ruang bakar :

$$\begin{aligned}S_1 &= \frac{17,567 \cdot 1720}{1200} + 2 \\ &= 27,179 \text{ mm.}\end{aligned}$$



GAMBAR 7.1 lorong api jenis fox

7.2 TANGKI KETEL.

Pada perencanaan ketel ini dipilih tangki ketel bahan baja 20 Mn5 lihat lampiran P. Tebal dinding tangki ketel tergantung pada tekanan maksimum ketel, mutu pengerjaan

sambungan dan faktor keamanan yang dipakai atau dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$S_2 = \frac{P \cdot D_d}{\frac{200 \cdot K \cdot V}{SF} - P} \dots\dots\dots(7 - 2)$$

dimana :

P : tekanan maksimum ketel, (kg/cm^2).

D_d : diameter dalam silinder tangki ketel, (mm).

: 3500 mm (ditentukan).

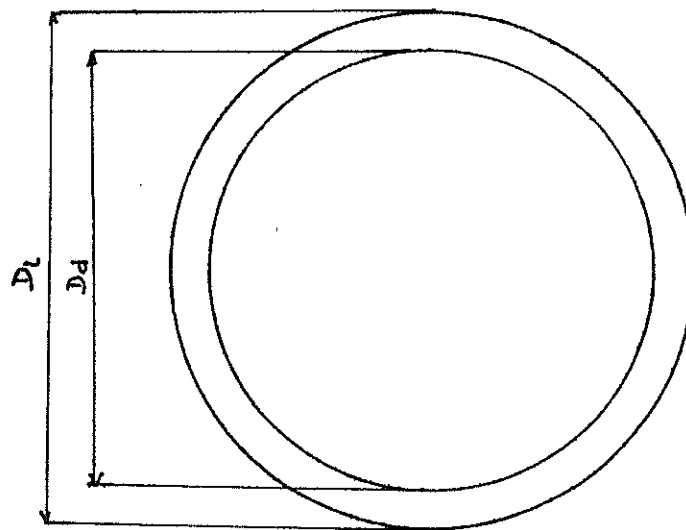
V : faktor yang menyatakan kualitas sambungan

: 0,8

SF : faktor keamanan = 2.

K : tegangan bahan yang diijinkan pada temperatur kerja ketel.

: $27 \text{ kg}/\text{mm}^2$ (lampiran P).



GAMBAR 7.2 penampang tangki ketel

GAMBAR 7.2 penampang tangki ketel

Jadi tebal dinding silinder tangki adalah :

$$S_2 = \frac{\frac{17,567 \cdot 3500}{200 \cdot 27 \cdot 0,8} - 17,567}{2}$$

$$= 28,69 \text{ mm}$$

dipilih tebal dinding $S_2 = 29 \text{ mm}$.

7.3 PIPA GAS ASAP DAN PIPA PENGUAT.

Fungsi pipa gas asap dan pipa penguat adalah sebagai laluan kedua bagi gas asap. Ukuran diameter kedua pipa sama halnya ketebalan dinding pipa penguat lebih besar karena berfungsi juga sebagai penahan beban tarik.

Dari Lampiran 6 telah dipilih dimensi-dimensi pipa berdasarkan perhitungan sebelumnya yaitu :

Pipa Gas Asap : 2,75 in BWG 12 ✓

- Diameter luar : $d_2 = 2,75 \text{ in} = 69,9 \text{ mm}$.
- Tebal : $S = 0,109 \text{ in} = 2,769 \text{ mm}$.
- Diameter dalam : $d_1 = 64,3 \text{ mm}$.
- Berat persatuan panjang : $m = 3,504 \text{ lb/ft}$.
 $= 5,215 \text{ kg/m}$.

Pipa penguat 2,75 in BWG.9

- Diameter luar : $d_2 = 2,75 \text{ in} = 69,9 \text{ mm}$.
- Tebal : $S = 0,148 \text{ in} = 3,759 \text{ mm}$.

- Diameter dalam : $d_1 = 62,3 \text{ mm.}$
- Berat persatuan panjang : $m = 4,658 \text{ lb/ft}$
 $= 6,932 \text{ kg/m.}$

7.3.1 TEBAL DINDING PIPA GAS ASAP.

Untuk memeriksa tebal dinding pipa gas asap yang dipilih agar dapat menahan tekanan maksimum dalam ketel dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$S = \frac{d_2}{\left(\frac{200 K}{p \cdot SF} + 1 \right) \mu} \dots\dots\dots(7 - 3)$$

Dimana :

d_2 : diameter luar pipa gas asap, (mm).

p : tekanan maksimum ketel, (kg/Cm^2).

SF : faktor keamanan.

= 2.

μ = faktor yang tergantung diameter pipa.

= 0,9 untuk diameter luar pipa sampai 133 mm.

= 0,88 untuk diameter luar pipa antara 133 $\frac{\text{S}}{\text{d}}$ - 318 mm.

= 0,85 untuk diameter luar pipa diatas 318 mm.

K = tegangan bahan yang diijinkan pada tekanan maksimum dan temperatur kerja, (kg/mm^2).

Harga K dapat dilihat pada (Lampiran P) dengan memilih bahan

(7 - 3) Ibid, Hal 398.

baja 15 Mo 3. Pada tekanan $P = 17,567 \text{ kg/Cm}^2$ (1,756 Mpa) ✓

dan dinding pipa gas asap minimum :

$$S = \frac{69,9}{C \frac{200 \cdot 26}{17,567 \cdot 2} + 1} > 0,9$$

$$= 0,52 \text{ mm.}$$

Ketebalan pipa yang diperoleh cukup kecil sehingga memenuhi syarat perencanaan :

7.3.2 PIPA PENGUAT.

Pipa penguat berfungsi juga sebagai pipa gas asap hanya lebih tebal agar dapat menahan beban tarik akibat tekanan uap dari dalam ketel.

Keuntungan penggunaan pipa penguat sebagai pipa gas asap :

- Menahan luas bidang pemanas karena pipa penguat juga dialiri gas asap.
- Kemudian pipa gas asap dan pipa penguat sama karena beban yang sama, sehingga tidak menyebabkan pergeseran pada bidang muka dan belakang tangki ketel yang dapat menyebabkan kebocoran.

Pemasangan pipa penguat sama dengan pipa gas asap yaitu dengan cara pengecoran dan kemudian di las untuk dapat menahan tekanan dari dalam ketel.

Dalam perhitungan kekuatan, dianggap hanya pipa penguat yang menahan bidang muka dan bidang belakang ketel. Gaya yang bekerja pada bidang muka dan belakang ketel :

$$F = P \cdot A_t$$

Dimana :

P : Tekanan maksimum ketel, (kg/Cm^2).

A_t : Luas permukaan pelat pipa yang mendapat tekanan, (Cm^2).

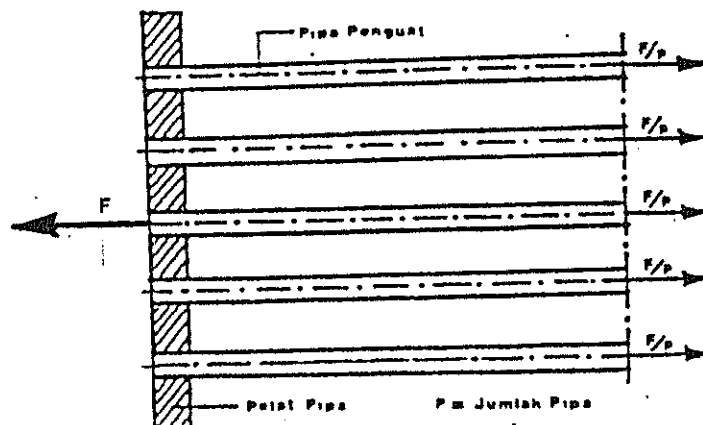
$$= \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_{rb}^2 - P \cdot d_2^2)$$

D_d : Diameter dalam silinder ketel, (Cm).

d_{rb} : Diameter dalam ruang bakar, (Cm).

d_2 : Diameter luar pipa penguat, (Cm).

P : Jumlah pipa penguat dan pipa gas asap.



GAMBAR 7-3 diagram benda bebas pipa gas asap

Maka :

$$\begin{aligned} A_t &= \frac{\pi}{4} (350^2 - 172^2 - 165 (6,99)^2) \\ &= 66644,25 \text{ Cm}^2 \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada permukaan bidang muka dan belakang

$$F = 17,567 \cdot 66644,25$$

$$= 1170739,6 \text{ kg}$$

Luas penampang pipa penguat

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$$

$$= \frac{\pi}{4} (6,99^2 - 6,23^2)$$

$$= 7,89 \text{ Cm}^2$$

Agar memenuhi syarat kekuatan, maka dapat dilakukan perhitungan dengan hubungan sebagai berikut :

$$n \cdot A_p \cdot \frac{K}{SF} > F$$

Dimana :

n : Jumlah pipa penguat.

A_p : Luas penampang pipa penguat, (Cm^2).

K : Kekuatan tarik bahan pipa pada temperatur kerja (kg/Cm^2).

SF : Faktor keamanan = 2

F : Gaya yang bekerja pada pelat.

Harga kekuatan tarik bahan pipa penguat untuk baja Mo 3 dipilih $K = 50 \text{ kg/mm}^2 = 5000 \text{ kg/Cm}^2$ (Lampiran P) sehingga :

$$n \cdot A_p \cdot \frac{K}{SF} > F \dots \dots \dots (7 - 4)$$

$$n > \frac{F \cdot SF}{A_p \cdot K}$$

$$n > \frac{1170739,6 \cdot 2}{7,89 \cdot 5000}$$

$$n > 59,35$$

Dipilih jumlah pipa penguat : $n = 65$ buah.

(7 - 4) Ledinegg, Hal 401.

7.4 BEBAN BIDANG PEMANAS.

Beban bidang Pemanas adalah kemampuan ketel untuk menghasilkan uap persatuan luas bidang pemanas.

Bidang pemanas merupakan permukaan bagian-bagian yang dipanaskan oleh api atau gas asap. Bidang pemanas yang luas akan memindahkan kalor yang lebih besar.

Bidang pemanas dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$q = \frac{D}{H}$$

Dimana :

D : Kapasitas uap, (kg/j).

H : Luas bidang pemanas, (m^2).

Pada ketel HRT beban bidang pemanas yang diijinkan sebesar : $q = 20 : 25 \text{ kg/j.m}^2$.

Luas bidang pemanas ruang bakar :

$$\begin{aligned} H_1 &= 1,15 \cdot \pi \cdot d_{rb} \cdot L \\ &= 1,15 \cdot \pi \cdot 1,72 \cdot 3,7 \\ &= 22,99 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Luas bidang pemanas pipa gas asap.

$$\begin{aligned} H_2 &= P' \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L & (P' = \text{jml pipa gas asap}). \\ &= 100 \cdot \pi \cdot 0.0643 \cdot 3,7 \\ &= 71 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Luas bidang pemanas pipa penguat

$$\begin{aligned}
 H_3 &= n \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L & (n : \text{jml pipa penguat}). \\
 &= 65 \cdot \pi \cdot 0,0643 \cdot 3,7 \\
 &= 48,58 \text{ m}^2.
 \end{aligned}$$

Jadi luas bidang pemanas total :

$$\begin{aligned}
 H &= H_1 + H_2 + H_3 \\
 &= 22,99 + 71 + 48,58 \\
 &= 141,99 \text{ m}^2.
 \end{aligned}$$

Beban bidang pemanas

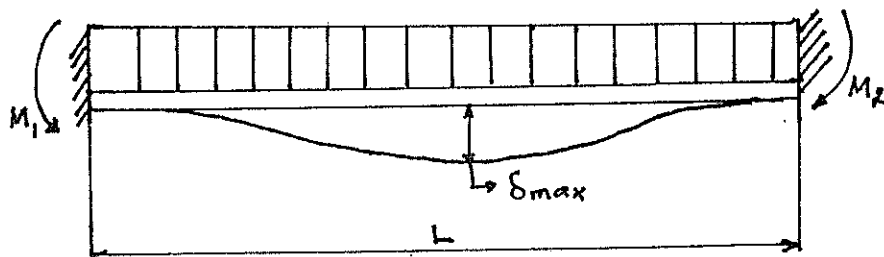
$$q = \frac{3200}{141,99} = 22,5 \text{ kg/j.m}^2.$$

Jadi q yang dipilih = 23 kg/j.m^2 .

Harga beban bidang pemanas masih ada daerah yang diijinkan.

7.5 DEFLEKSI PIPA GAS ASAP DAN PIPA PENGUAT.

Beban pada pipa penguat terdistribusi merata (berat sendiri) dan kedua ujungnya dijepit seperti pada gambar :



GAMBAR 7-4 defleksi pipa gas asap

Daftar lampiran K, diperoleh hubungan defleksi pipa maksimum

pipa sebagai berikut :

$$S_{\text{malis}} = \frac{W \cdot L^4}{384 \cdot EI} \dots\dots\dots(7 - 5)$$

dimana :

W : beban terdistribusi merata, (kg/Cm).

L : panjang pipa, (Cm).

I : momen inersia penampang, (Cm^4).

E : modulus elastisitas bahan, (kg/Cm^2).

DEFLEKSI PIPA GAS ASAP.

- Beban terdistribusi merata.

- $W = m_{\text{pipa}} = 3,504 \text{ lb/ft} = 0,05215 \text{ kg/Cm}$.

- Momen inersia penampang

$$I = \frac{\pi(d_2^4 - d_1^4)}{64} = \frac{\pi(6,99^4 - 6,43^4)}{64} \\ = 33,26 \text{ Cm}^4.$$

- Modulus elastisitas baja.

$$E = 21 \cdot 10^5 \text{ kg/Cm}^2.$$

Jadi defleksi pipa gas asap :

$$S_{\text{malis}} = \frac{0,05215 \cdot 370^4}{384 \cdot 21 \cdot 10^5 \cdot 33,26} \\ = 0,0364 \text{ Cm.} \\ = 0,364 \text{ mm.}$$

Defleksi maksimum pipa gas asap cukup kecil sehingga tidak diperlukan penyangga.

DEFLEKSI PIPA PENGUAT.

$$\begin{aligned}
 - W &= 4,685 \text{ lb/ft} = 0,06932 \text{ kg/Cm.} \\
 - I &= \frac{\pi(6,99^4 - 6,23^4)}{64} = 43,22 \text{ Cm}^4. \\
 E &= 21 \cdot 10^5 \text{ kg/Cm}^2.
 \end{aligned}$$

Jadi defleksi pipa penguat :

$$\begin{aligned}
 \delta_{\text{malis}} &= \frac{0,06932 \cdot 370^4}{384 \cdot 21 \cdot 10^5 \cdot 43,22} \\
 &= 0,0372 \text{ Cm.} \\
 &= 0,372 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Defleksi maksimum pipa penguat cukup kecil sehingga tidak diperlukan penyangga.

7.6 BERAT KETEL.

Berat ketel merupakan jumlah dari berat ketel kosong ditambah berat air dalam ketel.

Berat ketel kosong terdiri dari :

1. Berat ruang bakar.
2. Berat pipa gas asap.
3. Berat pipa penguat.
4. Berat tangki ketel.
5. Berat perlengkapan ketel.

berat ruang bakar.

Volume ruang bakar :

$$\begin{aligned}
 V_{\text{rb}} &= \pi \cdot d_{\text{rb}} \cdot L \cdot S_1 \\
 &= \pi \cdot 1,72 \cdot 3,7 \cdot 0,027179
 \end{aligned}$$

$$= 0,54339 \text{ m}^3 = 543,39 \text{ dm}^3.$$

Berat jenis baja

$$BJ = 7,85 \text{ kg/dm}^3.$$

Berat ruang bakar :

$$\begin{aligned} G_{rb} &= V_{rb} \cdot BJ \\ &= 543,39 \cdot 7,85 = 4265,63 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

berat pipa gas asap.

$$W_{pa} = 3,504 \text{ lb/ft} = 5,215 \text{ kg/m.}$$

$$\begin{aligned} G_{pa} &= P' \cdot L \cdot W_{pa} \\ &= 100 \cdot 3,7 \cdot 5,215 \\ &= 1929,550 \text{ kg} \end{aligned}$$

berat pipa penguat.

$$W_{pp} = 4,658 \text{ lb/ft} = 6,932 \text{ kg/m.}$$

$$\begin{aligned} G_{pp} &= n \cdot L \cdot W_{pp} \\ &= 65 \cdot 3,7 \cdot 6,932 \\ &= 1667,146 \text{ kg.} \end{aligned}$$

berat tangki ketel.

- Volume tangki ketel = volume silinder + 2 Volume tutup muka.

$$\begin{aligned} - V_t &= (\pi \cdot D \cdot L \cdot S_2) + 2 \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{rb}^2 - P \cdot d_2^2) S_2 \\ &= (\pi \cdot 35 \cdot 37,0,29) + 2 \cdot \frac{\pi}{4} (35^2 - 17,2^2 - 165 \cdot 0,699^2) 0,29 \\ &= 1557,69 \text{ dm}^3. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_t &= V_t \cdot BJ \\
 &= 1557,69 \cdot 7,85 \\
 &= 12227,860 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

berat perlengkapan ketel.

Berat perlengkapan ketel diperkirakan 5 % dari berat tangki ketel.

$$\begin{aligned}
 G_p &= 0,05 \cdot 12227,860 \\
 &= 611,390 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

Maka berat ketel kosong :

$$\begin{aligned}
 G_k &= G_{rb} + G_{pa} + G_{pp} + G_t + G_p \\
 &= 4265,63 + 2181,096 + 1667,146 + 12227,860 + 611,390 \\
 &= 20933,11 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

berat air dalam tangki ketel.

- Volume air dalam tangki ketel adalah :

$$V_a = V_t - V_{rb} - V_p - V_{uap}$$

- Volume tangki ketel :

$$\begin{aligned}
 V_t &= \pi/4 \cdot D^2 \cdot L \\
 &= \pi/4 \cdot 35^2 \cdot 37 \cdot \text{dm}^3 \\
 &= 35598,72 \text{ dm}^3.
 \end{aligned}$$

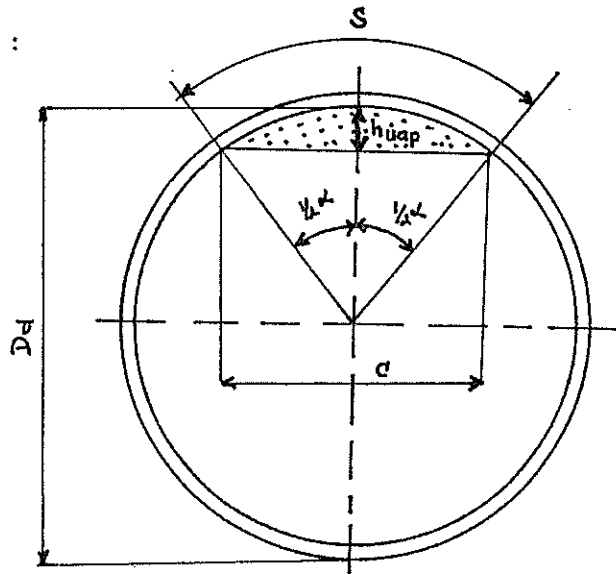
- Volume ruang bakar :

$$\begin{aligned}
 V_{rb} &= \pi/4 \cdot d_{rb}^2 \cdot L \\
 &= \pi/4 (17,2)^2 \cdot 37 \\
 &= 8597 \text{ dm}^3.
 \end{aligned}$$

- Volume pipa gas asap dan pipa penguat

$$\begin{aligned}
 V_p &= P \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot L \\
 &= 165 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,699)^2 \cdot 37 \\
 &= 2282,83 \text{ dm}^3.
 \end{aligned}$$

- Volume uap :



GAMBAR 7.5 tinggi air pada tangki ketel

- Tinggi permukaan air dari puncak ketel :

$$h = 50 \text{ Cm} = 0,5 \text{ m.}$$

- Luas penampang uap :

$$A = \frac{1}{2} \cdot r^2 (s - c) - c \cdot h \quad ; \quad s = \alpha \cdot r$$

$$= \frac{1}{2} \cdot r^2 (\alpha - \sin \alpha)$$

$$\cos \left(\frac{1}{2} \alpha \right) = \frac{r - h}{r} = \frac{1,75 - 0,5}{1,75} = 0,7143$$

$$\frac{1}{2} \alpha = 44,41$$

$$\alpha = 88,83$$

$$= 1,5494 \text{ rad}$$

$$A = \frac{1}{2} \cdot (1,75)^2 \cdot (1,5494 - \sin 88,83) \text{ m}^2.$$

$$= 0,8416 \text{ m}^2.$$

- Volume uap :

$$\begin{aligned} V_u &= A \cdot L \\ &= 0,8416 \cdot 3,7 \\ &= 3,1139 \text{ m}^3. \\ &= 3113,9 \text{ dm}^3. \end{aligned}$$

Maka volume air dalam tangki ketel :

$$\begin{aligned} V_{\text{air}} &= V_t - V_{rb} - V_p - V_u \\ &= 35598,172 - 8597 - 2282,83 - 3113,9 \text{ dm}^3. \\ &= 21144,118 \text{ dm}^3. \end{aligned}$$

Pada temperatur kamar berta jenis air, $BJ_{\text{air}} = 1 \text{ kg/dm}^3$.
maka berat air dalam ketel :

$$\begin{aligned} G_{\text{air}} &= V_{\text{air}} \times BJ_{\text{air}} \\ &= 21144,118 \times 1 \text{ kg} \\ &= 21144,118 \text{ kg}. \end{aligned}$$

Berat ketel total.

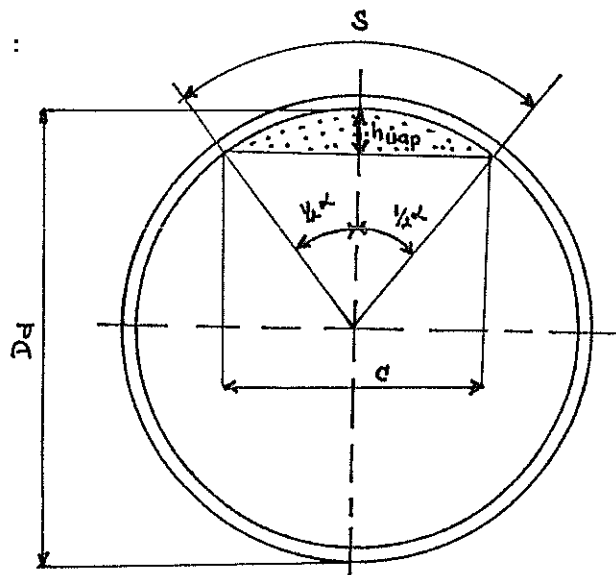
$$\begin{aligned} G_{\text{ketel}} &= G_k + G_{\text{air}} \\ &= 20982,587 + 21144,118 \\ &= 42126,705 \text{ kg} \end{aligned}$$

7.7 DEFLEKSI TANGKI KETEL.

Defleksi tangki ketel yang terjadi diusahakan seminim mungkin. Dalam hal ini perlu diperhitungkan letak dari

$$\begin{aligned}
 V_p &= P \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot L \\
 &= 165 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,699)^2 \cdot 37 \\
 &= 2282,83 \text{ dm}^3.
 \end{aligned}$$

- Volume uap :



GAMBAR 7.5 tinggi air pada tangki ketel

- Tinggi permukaan air dari puncak ketel :

$$h = 50 \text{ Cm} = 0,5 \text{ m.}$$

- Luas penampang uap :

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{1}{2} \cdot r^2 (s - c) - c \cdot h \quad ; \quad s = \alpha \cdot r \\
 &= \frac{1}{2} \cdot r^2 (\alpha - \sin \alpha)
 \end{aligned}$$

$$\cos \left(\frac{1}{2} \alpha \right) = \frac{r-h}{r} = \frac{1,75-0,5}{1,75} = 0,7143$$

$$\frac{1}{2} \alpha = 44,41$$

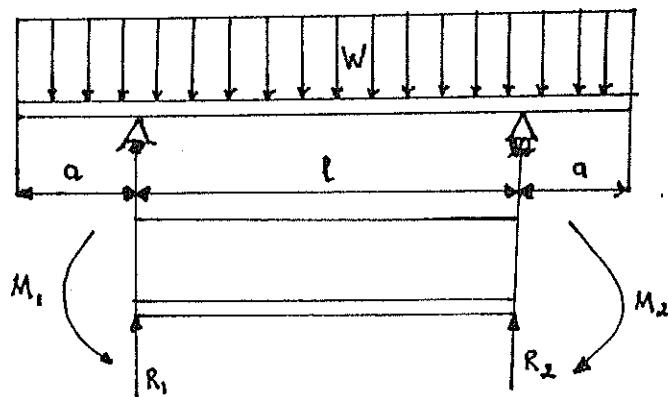
$$\alpha = 88,83$$

$$= 1,5494 \text{ rad}$$

$$A = \frac{1}{2} \cdot (1,75)^2 \cdot (1,5494 - \sin 88,83) \text{ m}^2.$$

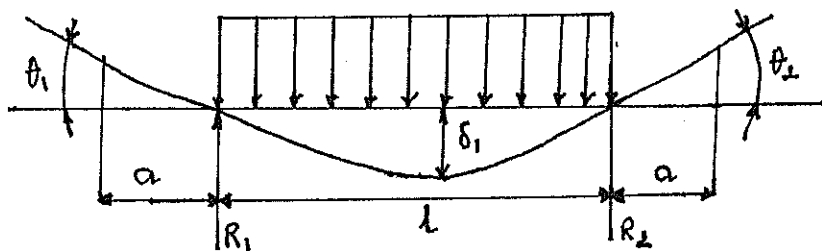
tumpuan tangki ketel.

Diasumsikan beban yang terjadi pada tangki ketel terdistribusi merata seperti pada gambar 7-6.



$$M_1 = M_2 = \frac{1}{2} \cdot W \cdot a^2$$

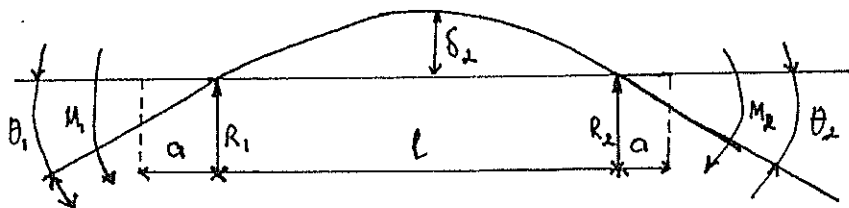
GAMBAR 7-6 pembebanan tangki ketel



$$\theta_1 = \theta_2 = \frac{W \cdot L^3}{24 \cdot EI}$$

$$\delta_1 = \frac{5 \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot EI}$$

GAMBAR 7-7 defleksi akibat beban terdistribusi merata.



$$\theta'_1 = \theta'_2 = \frac{M \cdot l}{2 \cdot E \cdot I}$$

$$\delta_2 = \frac{M \cdot l^2}{8 \cdot E \cdot I}$$

GAMBAR 7-8 defleksi akibat momen

Defleksi minimum akan terjadi bila $\theta_1 = \theta'_1$ dan $\theta_2 = \theta'_2$.

Maka :

$$\frac{W \cdot L^3}{24 E I} = \frac{M \cdot L}{2 E I}$$

atau,

$$W \cdot L^2 = 12 M$$

$$= 12 \cdot \frac{1}{2} \cdot W \cdot a^2$$

$$L^2 = 6 a$$

$$L = \sqrt{6a} \quad \dots \dots \dots (1)$$

Diketahui panjang tangki ketel

$$2a + L = 3700 \text{ mm.}$$

atau,

$$L = 3700 - 2a \dots \dots \dots (2)$$

(1) = (2) maka :

$$a\sqrt{6} = 3700 - 2a$$

$$a = 831,647 \text{ mm dan}$$

$$L = 2036,704 \text{ mm.}$$

defleksi akibat beban terdistribusi merata.

$$\delta_1 = \frac{5 \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$$

Dimana :

W : Distribusi beban, (kg/Cm).

L : Jarak tumpuan ketel, (Cm).

E : Modulus elastisitas bahan, (kg/Cm²).

I : Momen inersia, (Cm⁴).

Distribusi beban :

$$W = \frac{G_{\text{ketel}}}{(L + \alpha a)} = \frac{42126,705}{370} \dots \dots \dots (7 - 6)$$

$$= 113,85 \text{ kg/Cm.}$$

Momen inersia penampang :

$$I = \frac{\pi}{64} [D_L^4 - D_d^4] = \frac{\pi}{64} [(355,8)^4 - (350)^4]$$

$$= 50054391 \text{ Cm}^2.$$

Modulus elastisitas beban baja.

$$E = 21 \cdot 10^5 \text{ kg/Cm}^2.$$

Jadi defleksi maksimum akibat beban terdistribusi :

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \frac{5.114,47.(203,6704)^4}{384.21.10^5.50054391} \\ &= 2,439.10^{-5} \text{ Cm.} \\ &= 0,0002439 \text{ mm}\end{aligned}$$

Defleksi akibat momen .

$$\delta_2 = \frac{M \cdot L^2}{8 EI}$$

Dimana :

M = Momen yang terjadi, (kg Cm).

L = Jarak tumpuan ketel, (Cm).

E = Modulus elastisitas bahan, (kg/Cm²).

I = Momen inersia penampang, (Cm⁴).

Momen yang terjadi.

$$\begin{aligned}M &= 1/2 \cdot (83,1647)^2 \cdot 114,47 \\ &= 395858,28 \text{ kg Cm.}\end{aligned}$$

Jadi defleksi maksimum akibat momen :

$$\begin{aligned}\delta_2 &= \frac{3958,28 \cdot (203,6704)^2}{8 \cdot 21 \cdot 10^5 \cdot 50054391} \\ &= 1,9527 \cdot 10^{-5} \text{ Cm.} \\ &= 0,0019527 \text{ mm.}\end{aligned}$$

Defleksi total maksimum yang terjadi pada tangki ketel :

$$\begin{aligned}\delta &= \delta_1 - \delta_2 \\ &= 0,0002439 - 0,00019527 \text{ mm.} \\ &= 0,0000487 \text{ mm.}\end{aligned}$$

7.8 CEROBONG GAS ASAP.

Cerobong berfungsi untuk membuang gas asap yang telah melewati bidang-bidang pemanas, sehingga tidak mengotori daerah sekitarnya.

Ada 2 (dua) jenis tarikan cerobong yaitu :

1. tarikan alam

Aliran yang terjadi karena perbedaan tekanan udara luar dan gas didalam cerobong atau karena perbedaan lumpatan (berat jenis) udara dan gas asap.

2. tarikan paksa

Tarikan tekan : Dilakukan dengan memasang kipas sebelum ruang bakar.

Tarikan hisap : Memasang kipas sesudah ruang bakar.

Pada perencanaan ketel HRT ini digunakan jenis cerobong dengan tarikan alam.

7.8.1 TEMPERATUR GAS ASAP.

Penurun temperatur gas asap dalam cerobong berhisap $0,2 : 0,5^{\circ} \text{ c/m}$ (9:229).

Dipilih penurunan temperatur gas asap : $0,5^{\circ} \text{ c/m}$.

Temperatur gas asap masuk cerobong, $T_{\text{out}} = 200^{\circ} \text{ C}$.

Temperatur gas asap dipuncak cerobong dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$e_u = T_{\text{out}} - 0,5 H.$$

dimana :

T_{out} = temperatur gas asap masuk cerobong, ($^{\circ}\text{C}$).

H = Tinggi cerobong (m).

= 28 m (direncanakan).

maka :

$$\theta_u = 200 - 0,5 \cdot 28 = 186 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Temperatur gas asap rata-rata dalam cerobong.

$$\theta_G = \frac{\theta_u + T_{out}}{2} = \frac{186 + 200}{2} \\ = 193 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_G = (\theta_G + 273) \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$= (193 + 273) \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$= 466 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

7.8.2 TARIKAN CEROBONG

Aliran gas asap pada cerobong terjadi karena perbedaan berat jenis (kerapatan) antara gas asap dan udara luar.

$$\Delta P_u = \left[\frac{Y_{OG}}{T_L} - \frac{Y_{OL}}{T_G} \right] H \dots\dots\dots (7 - 7)$$

Dimana :

Y_{OL} = Berat jenis udara normal, (kg/Nm^3).

Y_{OG} = Berat jenis gas asap normal, (kg/Nm^3).

T_L = Temperatur udara luar, ($^{\circ}\text{K}$).

T_G = Temperatur gas asap rata-rata, ($^{\circ}\text{K}$).

H = Tinggi cerobong, (m).

Berat jenis udara normal :

$$Y_{OL} = 1,2928 \text{ kg/Nm}^3.$$

Berat jenis gas asap :

$$\begin{aligned} Y_{OG} &= \frac{\text{berat gas asap}}{\text{volume gas asap}} = \frac{18,1468}{13,94} \\ &= 1,3018 \text{ kg/Nm}^3. \end{aligned}$$

Jadi tarikan cerobong :

$$\begin{aligned} \Delta P_u &= \left(\frac{1,2928 \cdot 273}{231,8} - \frac{1,3018 \cdot 273}{466} \right) 28 \\ &= 21,27 \text{ mm H}_2\text{O} \end{aligned}$$

Pada ketinggian cerobong 28 m, tarikan cerobong telah memenuhi syarat karena masih dalam daerah yang diijinkan yaitu :

$$\Delta P_u = 15 : 45 \text{ mm H}_2\text{O (3:229)}$$

7.8.3 DIAMETER CEROBONG

Diameter cerobong tergantung pada kecepatan gas asap, temperatur gas asap dalam cerobong dan laju aliran volume gas asap, atau dapat ditentukan dengan hubungan sebagai berikut :

$$d_c = \sqrt{4 F_c / \pi}$$

Luas penampang cerobong :

$$\begin{aligned} F_c &= \frac{\left(1 + \frac{\theta_G}{273} \right) 3479,15}{3600 \cdot 7,5} \\ &= 0,229 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Jadi diameter cerobong :

$$\begin{aligned}d_c &= \sqrt{4 \cdot 0,229/\pi} \\&= 0,539 \text{ m} \\&= 539 \text{ mm.}\end{aligned}$$

BAB VIII

PERLENGKAPAN KETEL

8.1. Burner

Burner atau alat pembakar berfungsi sebagai pembakar bahan bakar dan menyemburkan bahan bakar kedalam ruang bakar. Alat pembakar yang dipilih adalah *Weishaupt* dari jenis *Monarch*.

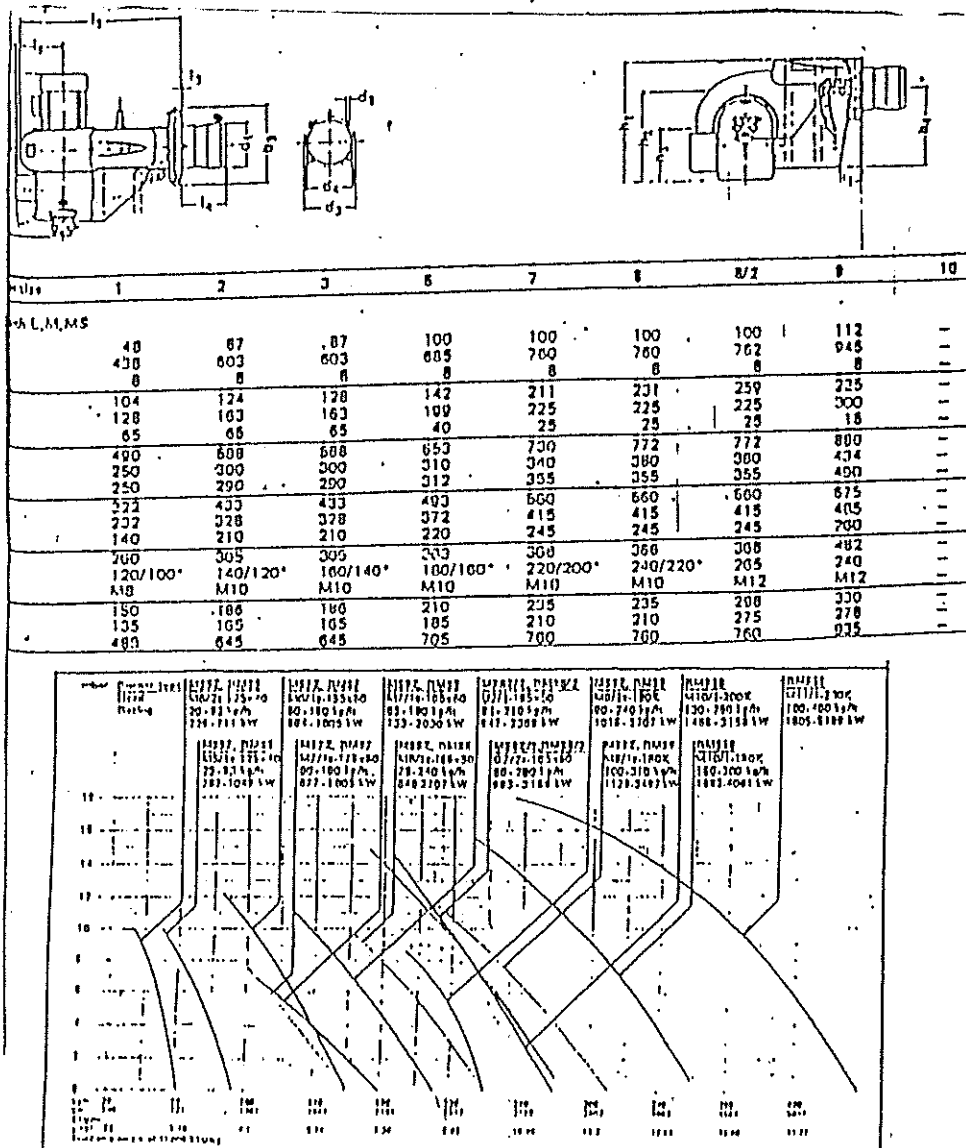
Untuk pemilihan alat pembakar agar sesuai bagi ketel yang direncanakan, perlu dipertimbangkan hal berikut :
Berdasarkan ketentuan bahan bakar.

PEMBAKAR	KETENTUAN
SERI L	SAMPAI 6 mm ² /det
SERI M	SAMPAI 37 mm ² /det
SERI MS	SAMPAI 450 mm ² /det

Tabel 8 - 1 Jenis pembakar dan kekentalan

Bahan bakar yang digunakan adalah minyak bakar berat yang mempunyai kekentalan cukup tinggi pada temperatur kamar, sehingga perlu dipanaskan terlebih dahulu. Untuk *Burner* dilengkapi dengan alat pemanas awal dengan temperatur $\pm 100^{\circ}$ C agar diperoleh keenceran yang sesuai untuk pengkabutan. Dari Tabel 8-1 dipilih *Burner* Seri MS karena dapat mengkabutkan bahan bakar sampai 450 mm²/det.

Berdasarkan tekanan ruang bakar dan kebutuhan bahan bakar.



Tabel 8 - 2 Spesifikasi dan tipe burner weishaupt

Dari tabel 8-2 pada :

- Tekanan dalam ruang bakar : 1 atm (1 bar).
- Kebutuhan bahan bakar : 252,93 kg/jam.

Diperoleh *Burner* yang memenuhi syarat yaitu type RMS 10.

8.2 katup pengisi air

Katup ini berfungsi untuk mengatur air yang masuk ke dalam tangki ketel. Tujuan pengisian air adalah untuk menambah air didalam ketel yang telah berubah menjadi uap atau karena pembilasan.

Kapasitas pengisian air diusahakan lebih besar agar pompa pengisi air tidak bekerja terus.

Pada tabel 8-3 dapat dilihat hubungan kecepatan aliran dan tekanan fluida dalam pipa.

Fluid	Pressure pounds per square inch gage	Use	Reasonable velocity, feet per minute
Water.....	25 to 40	City water.....	100 to 300
Water.....	50 to 150	General service.....	300 to 600
Water.....	150 up	Boiler feed.....	600
Saturated steam.....	0 to 15	Mining.....	4,000 to 6,000
Superheated steam.....	50 up	Miscellaneous.....	6,000 to 10,000
Superheated steam.....	200 up	Large turbine and boiler feeds.....	10,000 to 15,000

TABEL 8-3 kecepatan aliran fluida dalam pipa (4:865).

Menentukan diameter dalam pipa pengisi air.

Kapasitas pengisi air :

$$D_a = P_a \cdot V_a \cdot F_a$$

Dimana :

$$P_a = \text{bj air pada temperatur air pengisi, (kg/mm}^2\text{)}.$$

UPT-PESTAK-UNDIP

$$= 995,6 \text{ kg/m}^3 = 0,9956 \cdot 10^6 \text{ kg/mm}^3 \text{ (lampiran L).}$$

$$V_a = \text{Kecepatan aliran air dalam pipa, (mm/det).}$$

$$= 600 \text{ ft/min} = 3048 \text{ mm/det (tabel 6-3).}$$

$$D_a = \text{Kapasitas pengisi air}$$

$$= 3 \times 3200 = 6400 \text{ kg/j} = 1,778 \text{ kg/det.}$$

$$F_a = \text{Luas penampang dalam pipa air, (mm}^2\text{).}$$

$$= \frac{D_a}{P_a \cdot V_a} = \frac{1,778}{0,9956 \cdot 10^6 \cdot 3048}$$

$$= 585,9 \text{ mm}^2.$$

Jadi diameter dalam pipa pengisi air :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 585,9}{\pi}} = 27,31 \text{ mm.}$$

Dipilih diameter pipa pengisi air : $d = 27 \text{ mm.}$

8-3 katup uap.

Katup uap berfungsi sebagai pengatur aliran uap yang diproduksi oleh ketel ke mesin-mesin yang memerlukan uap.

Dalam perencanaan ini, uap yang dihasilkan ketel diperlukan untuk pabrik kimia.

Menentukan diameter dalam pipa uap.

Kapasitas produksi uap :

$$D_u = P_u \cdot V_u \cdot F_u$$

Dimana :

$$P_u = \text{bj uap pada tekanan kerja ketel, (kg/mm}^2\text{).}$$

$$V_u = \text{Kecepatan aliran uap dalam pipa, (mm/det).}$$

$$= 8000 \text{ fpm} = 40640 \text{ mm/det (tabel 8-3).}$$

$$D_u = \text{Kapasitas Uap.}$$

$$= 3200 \text{ kg/j} = 0,888 \text{ kg/det.}$$

F_u = luas penampang dalam pipa uap, (mm^2).

$$= \frac{D_u}{P_u \cdot V_u} = \frac{0,888}{8,1009 \cdot 10^{-9} \cdot 40640} \text{ mm}^2$$

$$= 2699,97 \text{ mm}^2.$$

Jadi diametr dalam pipa :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_u}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2699,97}{\pi}}$$

$$= 58,7 \text{ mm.}$$

Dipilih pipa uap dengan diameter dalam 59 mm atau 2,39 in katup uap *Globe* dan bahan baja.

8.3 katup pengaman.

Katup pengaman berfungsi untuk mengatur agar tekanan uap didalam ketel tidak melebihi batas maksimum.. Pada umumnya tekanan yang diijinkan adalah 6 % diatas tekanan kerja ketel.

Kapasitas uap yang keluar dari katup pengaman harus lebih besar dari pada kapsitas produksi uap, agar katup pengaman tidak terbuka dan tertutup terus menerus. Kapasitas uap perluas bidang pemanas dapat dilihat pada Tabel 8-4.

Minimum Pounds of Steam per Hr per Sq Ft of Surface on HP Boilers		
Surface	Fire-tube boilers	Water-tube boilers
Boiler heating surfaces		
Hand-fired.....	5	6
Stoker-fired.....	7	8
Oil, gas, or pulverized-fuel-fired.....	8	10
Waterwall heating surfaces		
Hand-fired.....	8	8
Stoker-fired.....	10	12
Oil, gas, and pulverized-fuel-fired.....	14	16
NOTE: When a boiler is fired only by a gas having a heat value not in excess of 200 Btu per cu ft, the minimum safety-valve relieving capacity may be based on the values given for hand-fired boilers above.		

TABEL 8-4 kapasitas uap minimum perluas bidang pemanas

Luas bidang pemanas :

$$H = 155,28 \text{ m}^2 = 1671,3794 \text{ ft}^2.$$

Kapasitas uap minimum (Tabel 8-5).

$$\begin{aligned} D_u &= 8 \times H = 8 \times 1671,3794 \\ &= 13371,035 \text{ lb/j.} \\ &= 1,685 \text{ kg/det.} \end{aligned}$$

Luas penampang katup pengaman :

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{D_u}{P_u \cdot V_u} \\ &= \frac{1,685}{8,1009 \cdot 10^{-9} \cdot 40640} \text{ mm}^2 \\ &= 5118,16 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter dalam katup pengaman :

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5118,16}{\pi}} \\ &= 80,725 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dipilih diameter katup pengaman : 58 mm (untuk dua katup).

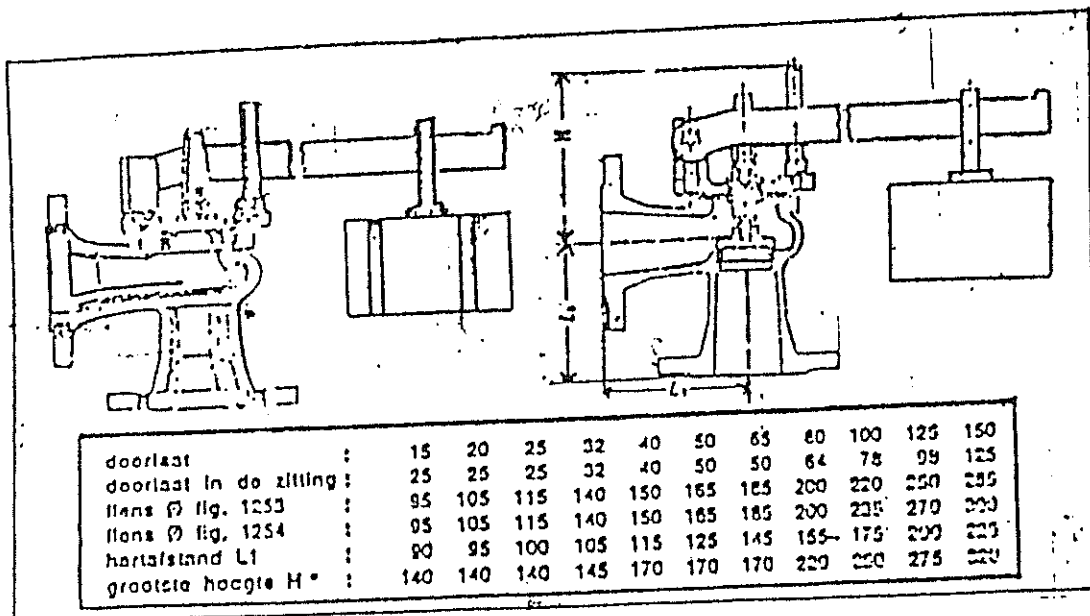
Luas penampang sebenarnya untuk dua katup pengaman adalah :

$$F_u = \pi/4 (58^2 + 58^2) = 5284,158 \text{ mm}^2$$

Kecepatan aliran uap sebenarnya :

$$V_u = \frac{1,685}{8,1009 \cdot 10^{-9} \cdot 5284,158} = 3984,158 \text{ mm}^2$$

Kecepatan aliran uap pada katup pengaman yang diperoleh masih didalam daerah kecepatan uap yang diijinkan.



doorlaet	:	15	20	25	32	40	50	63	80	100	125	150
doorlaet in de zitting	:	25	25	25	32	40	50	50	64	75	99	125
flans Ø fig. 1253	:	95	105	115	140	150	165	185	200	220	250	285
flans Ø fig. 1254	:	95	105	115	140	150	165	185	200	225	270	300
hartafstand L1	:	90	95	100	105	115	125	145	155	175	200	225
grootste hoogte H*	:	140	140	140	145	170	170	170	220	250	275	320

TABEL 8-5 katup pengaman

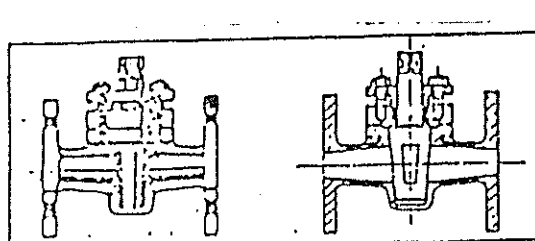
8.5 katup pembilas

Pembangkit uap harus mempunyai katup pembilas yang

berfungsi sebagai :

1. Membuang kotoran atau lumpur yang terdapat pada bagian bawah pembangkit uap (ketel).
2. Dengan cepat dapat menurunkan permukaan air, bila naiknya permukaan air terlalu cepat.
3. Mengontrol konsentrasi endapan yang terdapat pada air didalam ketel.

Dari tabel 8-7 dapat dilihat dimensi katup pembilas pada perencanaan ini dipilih diameter katup pembilas 50 mm.

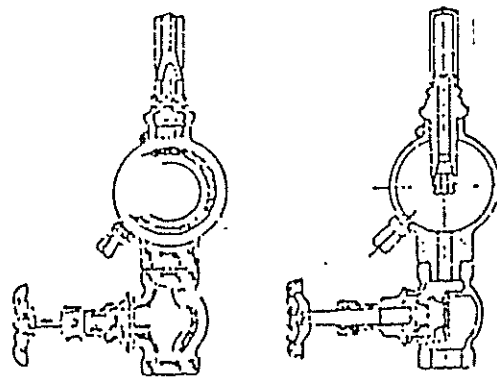


doorlaat in mm :	25	32	40	50
flens Ø in mm :	115	140	150	165
bouwlengte in mm :	150	160	170	180

TABEL 8-6 katup pembilas

8.6 gelas penduga

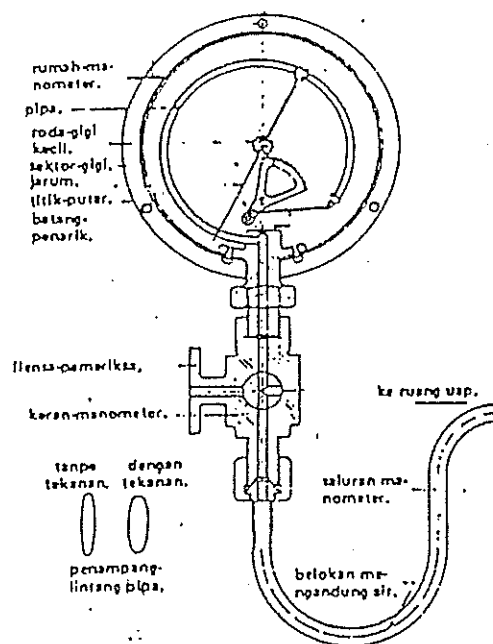
Alat ini berfungsi untuk mengetahui dan mengontrol tinggi permukaan air didalam ketel untuk mencegah adanya panas yang berlebihan. Gelas penduga ini bekerja berdasarkan prinsip bejana berhubungan.



GAMBAR 8 - 2 pluit bahaya

8.8 monometer

Alat ini berfungsi untuk mengontrol tekanan yang terjadi didalam ketel. Pada perencanaan ketel ini dipakai Manometer *Bourdon* dengan pipa melengkung.



GAMBAR 8 - 3 manometer bourdon

8.9 lubang orang

Lubang ini berfungsi untuk melihat bagian dalam ruang tangki ketel sewaktu dilakukan pemeriksaan.

BAB IX

KESIMPULAN

Ketel uap yang dilakukan pada perencanaan ini adalah *Ketel Uap HRT* dengan dua laluan gas asap dan ruang bakar yang berada didalam tangki.

DATA- DATA PERENCANAAN :

Kapasitas uap	: 3200 kg/jam
Tekanan kerja	: 16 kgf/Cm ²
Luas bidang pemanas	: 155,28 m ²
Temperatur air pengisian	: 30° C
Efisiensi ketel	: 80 %
Penggunaan pabrik	: Kimia
Kualitas uap	: Uap Jenuh

BAHAN BAKAR :

Jenis	: minyak bakar berat
Nilai pembakaran bawah	: 10080 kkal/kgbb
	: 42194,34 kJ/kgbb
Kebutuhan bahan bakar	: 252,93 kg/jam
Bahan bakar yang efektif	: 247,87 kg/jam

UDARA PEMBAKARAN :

Keperluan udara teoritis	: 10,76 Nm ³ /kgbb
	: 13,91 kg/kgbb
Keperluan udara praktis	: 12,912 Nm ³ /kgbb

: 16,692 kg/kgbb
 Keperluan udara sesungguhnya : 13,364 Nm³/kgbb
 : 17,27 kg/kgbb
 Keperluan udara total : 3312,53 Nm³/jam
 : 4280,71 kg/jam

GAS ASAP :

Gas asap yang dihasilkan : 14,0362 Nm³/kgbb
 Laju aliran volumetrik : 3479,1529 Nm³/jam
 Kadar CO₂ : 11,29 %
 Kadar SO₂ : 0,0042 %
 Kadar H₂O : 12,74 %
 Kadar N₂ : 72,73 %
 Kadar O₂ : 3,22 %

RUANG BAKAR ATAU LORONG API (laluan pertama).

Bahan pelat : st 41
 Tebal pelat : 34 mm
 Type lorong api : Profil Fox
 Luas bidang pemanas : 71,4 mm²
 Diameter dalam : 1720 mm
 Panjang : 3700 mm
 Beban : 139,176 kg/j.m²
 Temperatur nyala api : 980° C

TANGKI KETEL :

Bahan pelat	: 20 Mn 5
Tebal pelat	: 39 mm
Diameter dalam	: 3500 mm
Panjang	: 2700 mm

PIPA GAS ASAP DAN PIPA PENGUAT (laluan kedua).

Temperatur masuk gas asap	: 980 ^o C
Temperatur keluar gas asap	: 682 ^o C
Jumlah pipa	: 165 buah
Luas bidang pemanas	: 132,29 m ²

PIPA GAS ASAP :

Jenis	: Seamless Tube
Bahan	: 15 Mo 3
Ukuran	: 2,75 in BWG 12
Diameter dalam	: 64,3 mm
Tebal dinding	: 2,769 mm
Panjang	: 3700 mm
Jumlah	: 100 buah

PIPA PENGUAT :

Jenis	: Seamless Tube
Bahan	: 15 Mo 3
Ukuran	: 2,75 in BWG 9
Diameter dalam	: 62,3 mm
Tebal dinding	: 3,759 mm
Panjang	: 3700 mm

Jumlah : 65 buah

CEROBONG GAS ASAP :

Temperatur masuk gas asap : 682°C
 Temperatur keluar gas asap : 200°C
 Tarikan cerobong : 22,124 mm H_2O
 Diameter dalam : 708 mm
 Tinggi cerobong : 28 m
 Jenis tarikan : tarikan alam

EKONOMISER

PIPA

Susunan pipa : sejajar

do : 73 mm

Tebal : 5 mm

Jarak antar kolom, $tq = 140\text{ mm}$

Jarak antar baris, $tl = 140\text{ mm}$

Jumlah kolom, $X = 8$

Jumlah baris, $Y = 9$

Panjang pipa rata-rata, $L = 2000\text{ mm}$

Luas bidang pemanas, $Ac = 1,979\text{ m}^2$

Bahan pipa EKO = baja st 35.8

- Panas yang diserap

$$\phi_{\text{EKO}} = 464000\text{ kcal/jam}$$

- Temperatur gas asap

Temperatur masuk = 682 °C

Temperatur keluar = 200 °C

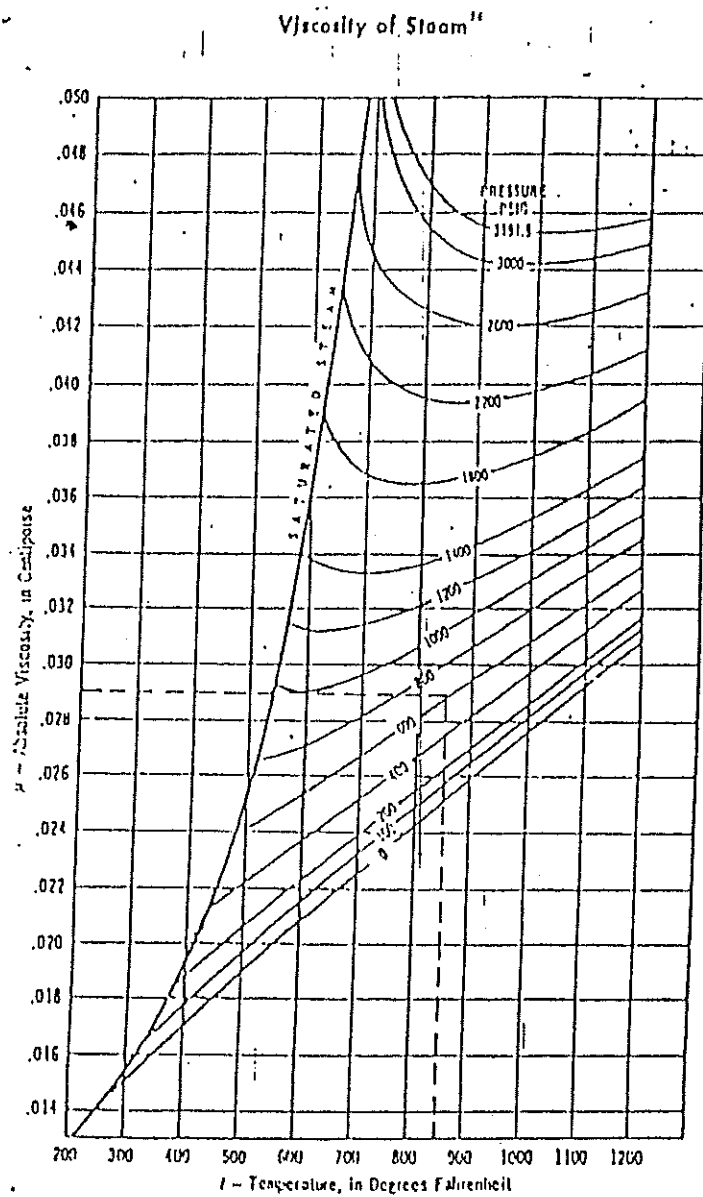
Temperatur air keluar ekonomiser = 175 °C

L I T E R A T U R

1. Babcock and Wilcox Co, Steam, Its Generation and Use.
2. Baumeister T and Lionel S Mark ed, Standard Handbook for Mechanical Engineers, 7 th ed, Mc Graw-hill Book Co, New York, 1967.
3. Bonselaar. J and La Heij , J Stoomketels, Uitgeverij v.h.a Kempermen, Maarlem, 1941.
4. Crocker Sabin, Piping Handbook, 4 th ed, Mc Graw-hill Book Co, 1945.
5. Elonka S.M and Kohan A.L. Standard Boiler. Operators Quistion and Answer, Tata Mc Graw-hill Publishing Company Ltd, Bombai, 1978.
6. Federich nuber, Warmeterchnische Berechnung der Feuerungs und Dampfkessel, anlagen, Leibniz Verlag Munchen.
7. Holman J.P, Heat Tranfer, 4 th ed, Mc Graw-hill Book Co, New york, 1970.
8. Kreith F, Principles of Heat Transfer, 3 th, Haper International Editioinal edition, New York, 1976.
9. Ledinegg M, Dampferzeugung Dampfkessel Feuerungen Theorie Konstruktion, Springer-Verlag,Wien, 1952 dan 1966.
10. Niemann Gustav, Machine Elements, English Edition, Springer Verlag Berlin, 1978.
11. Surbakty BM, Ketel Uap, Jakarta, 1985.

12. Popov Egor P, Mechanics of Material, 2 nd ed. Prentice Hall International Edition Inc, London, 1976.
13. Reinolds and Parkins, Engineering Thermodynamics, Mc Graw-Hill Book, New York, 1970.
14. Strozki and Vopat, Power Station Engineering and Economy, Tata Mc Graw-Hill Publishing Company Ltd, New Delhi, 1982.
15. Spots M.F, Design of Machine Elements, 5 th ed. Prentice Hall of India, New Delhi, 1981.
16. Crane, Flow of Fluid, crane Co. chicago, 1965.

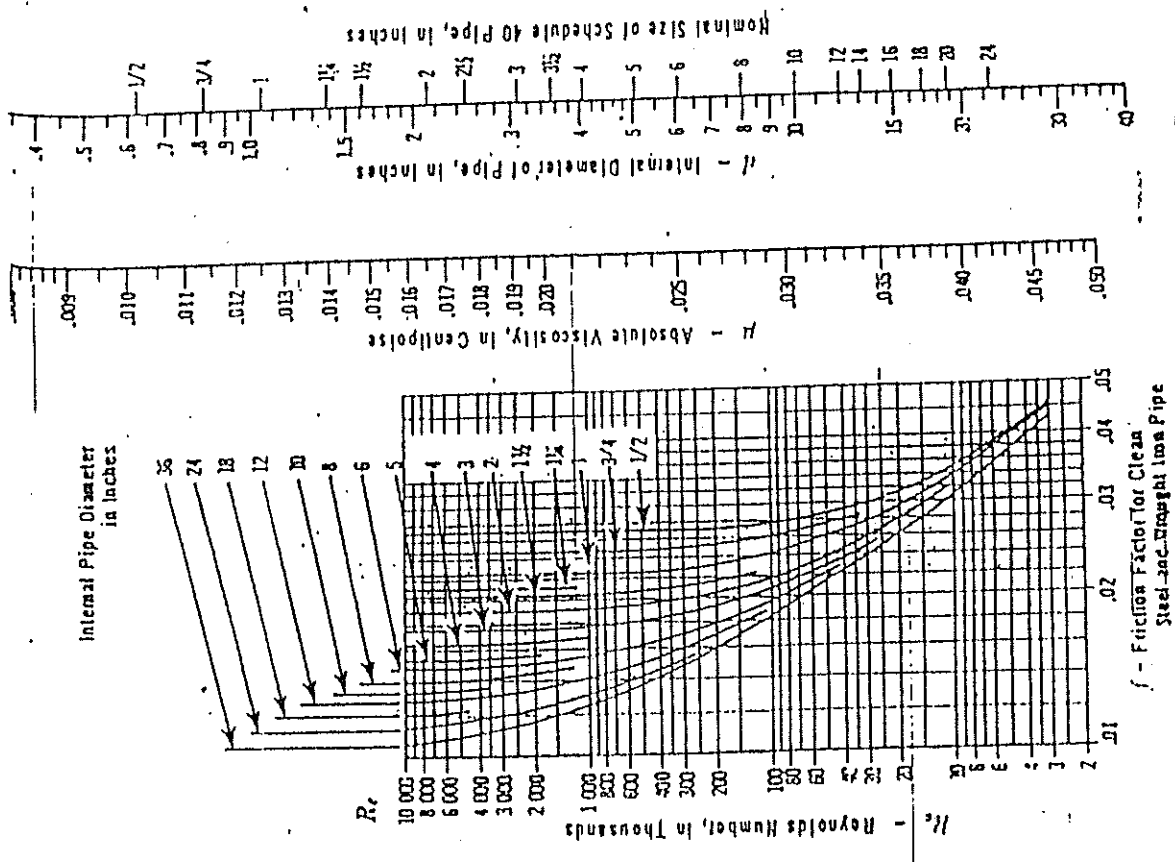
LAMPIRAN A



GRAFIK : UNTUK MENCARI VISKOSITAS UAP ABSOLUT UNTUK BERBA -
GAI TEKANAN (CRANE CO : A - 2)

LAMPIRAN B.

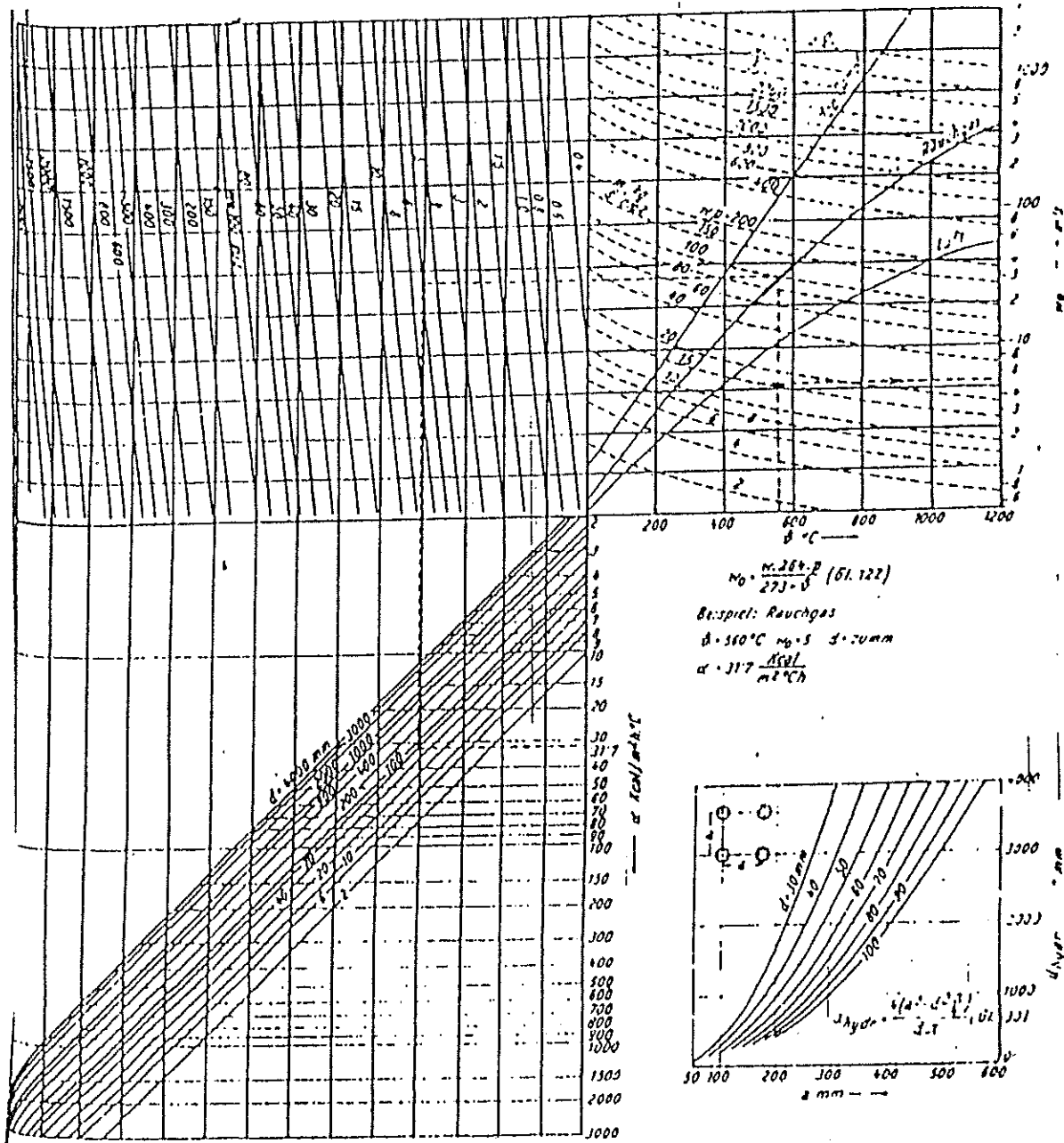
• Reynolds Number for Compressible Flow
 Friction Factor for Clean Steel and Wrought Iron Pipe
 (continued)



GRAFIK : UNTUK MENCARI FAKTOR FIKSI PADA PIPA

(CRANE CO : 3 - 19)

LAMPIRAN C



GRAFIK : UNTUK MENCARI KOEFISIEN PERPINDAHAN KALOR KONVEKSI
DALAM PIPA GAS ASAP (LEDINEGG : 151)

LAMPIRAN D

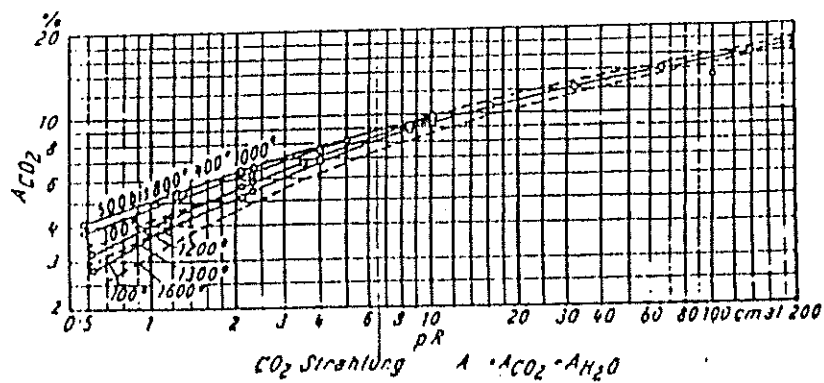
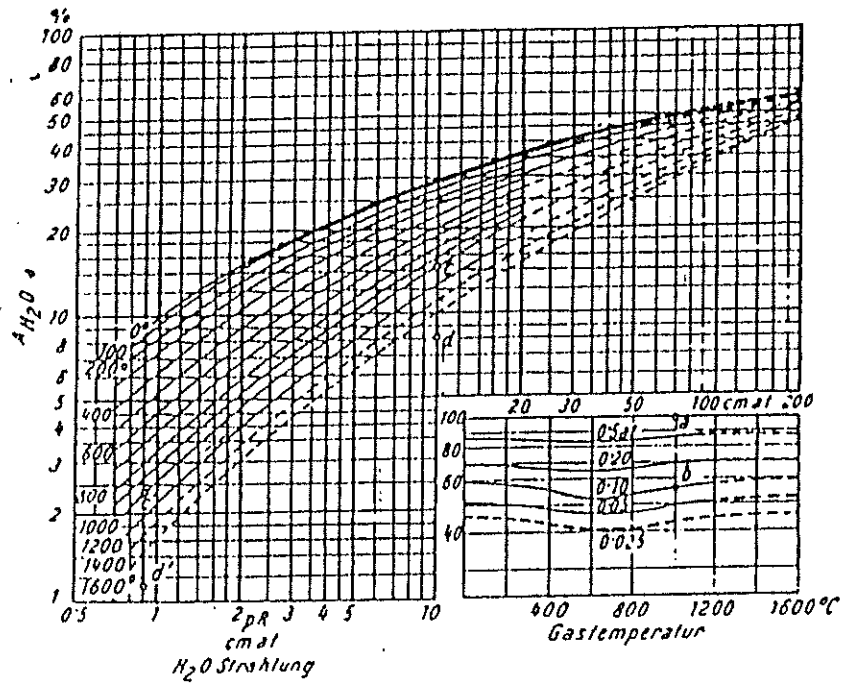
T, °C	P, MPa	Volume, m ³ /kg		Energy, kJ/kg		Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/(kg · K)		
		v_f	v_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
140	0.3613	0.001040	0.5019	518.3	2530.0	519.1	2144.8	2733.9	1.7395	3.1912	4.9307
150	0.4733	0.001090	0.3928	631.7	2539.5	632.3	2114.2	2746.4	1.8432	4.9969	4.8397
160	0.6178	0.001102	0.3071	674.9	2548.4	675.5	2082.4	2757.9	1.9431	4.9079	4.7510
170	0.7914	0.001114	0.2428	718.3	2556.3	719.2	2049.3	2768.5	2.0412	4.6749	4.6472
180	1.002	0.001127	0.1941	762.1	2563.7	763.3	2015.0	2778.3	2.1400	4.4164	4.5564
190	1.254	0.001141	0.1565	806.2	2570.0	807.3	1979.8	2786.4	2.2363	4.2724	4.5087
200	1.54	0.001156	0.1274	850.4	2575.3	852.4	1940.8	2793.2	2.3313	4.1018	4.4331
210	1.904	0.001173	0.1044	893.5	2579.4	897.7	1900.8	2798.5	2.4253	3.9340	4.3593
220	2.319	0.001190	0.08620	940.9	2582.4	943.4	1859.3	2802.1	2.5183	3.7686	4.2869
230	2.793	0.001209	0.07139	986.7	2583.9	990.1	1815.9	2804.0	2.6103	3.6050	4.2153
240	3.344	0.001229	0.05977	1033.2	2584.0	1037.3	1766.3	2803.1	2.7021	3.4433	4.1444
250	3.972	0.001251	0.05013	1080.4	2582.4	1083.3	1716.2	2801.5	2.7933	3.2803	4.0738
260	4.688	0.001274	0.04221	1128.4	2579.0	1131.4	1663.3	2798.9	2.8844	3.1184	4.0038
270	5.498	0.001302	0.03563	1177.3	2573.7	1181.3	1605.3	2795.7	2.9757	2.9533	3.9338
280	6.411	0.001332	0.03017	1227.4	2566.1	1231.0	1543.4	2791.4	3.0674	2.7903	3.8639
290	7.438	0.001364	0.02537	1278.9	2556.0	1281.0	1477.3	2786.3	3.1600	2.6300	3.7930
300	8.590	0.001401	0.02164	1332.0	2543.0	1334.0	1403.0	2779.0	3.2540	2.4513	3.7203
310	9.934	0.001443	0.01833	1387.0	2524.4	1401.3	1328.0	2772.3	3.3500	2.2739	3.6479
320	11.57	0.001499	0.01549	1444.6	2503.3	1461.4	1238.7	2760.1	3.4487	2.0813	3.5750
330	13.44	0.001561	0.01300	1505.2	2479.0	1523.3	1140.6	2643.9	3.5514	1.8911	3.4833
340	15.59	0.001638	0.01086	1570.3	2454.4	1594.3	1037.9	2622.1	3.6601	1.6769	3.3764
350	18.31	0.001740	0.008113	1641.0	2418.3	1670.4	893.4	2564.0	3.7784	1.4338	3.2123
360	21.83	0.001892	0.006947	1725.3	2351.4	1760.3	720.7	2481.2	3.9134	1.1382	3.0518
370	27.01	0.002213	0.005931	1844.0	2229.0	1890.3	442.3	2332.7	4.1114	0.6874	2.7990
374.154	32.048	0.002533	0.005133	2029.6	2029.6	2029.3	0.0	2029.3	4.4305	0.0000	4.4305

TABEL : BERBAGAI SIFAT H₂O JENUH - TABEL TEMPERATUR (SI)

(REYNOLDS AND PARKINS : ENGINEERING THERMODYNAMICS

A - 3)

LAMPIORAN E



GRAFIK : UNTUK MENCARI DERAJAT KEHITAMAN GAS H_2O DAN CO_2

(LEDINEGG : 186).

LAMPIRAN F

tomp (°C)	H ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	CO ₂	udara
0	0,310	0,310	0,312	0,354	0,382	0,311
200	0,310	0,311	0,319	0,362	0,429	0,313
400	0,310	0,315	0,329	0,372	0,464	0,318
600	0,311	0,321	0,337	0,384	0,491	0,324
800	0,313	0,327	0,344	0,396	0,512	0,330
1000	0,315	0,333	0,350	0,409	0,530	0,336
1200	0,318	0,338	0,355	0,421	0,543	0,341

TABEL : KALOR JENIS BERBAGAI GAS DAN UDARA RATA-RATA PADA
PADA TEKANAN KONSTAN (LEDINEGG : 138).

LAMPIRAN G

8-214

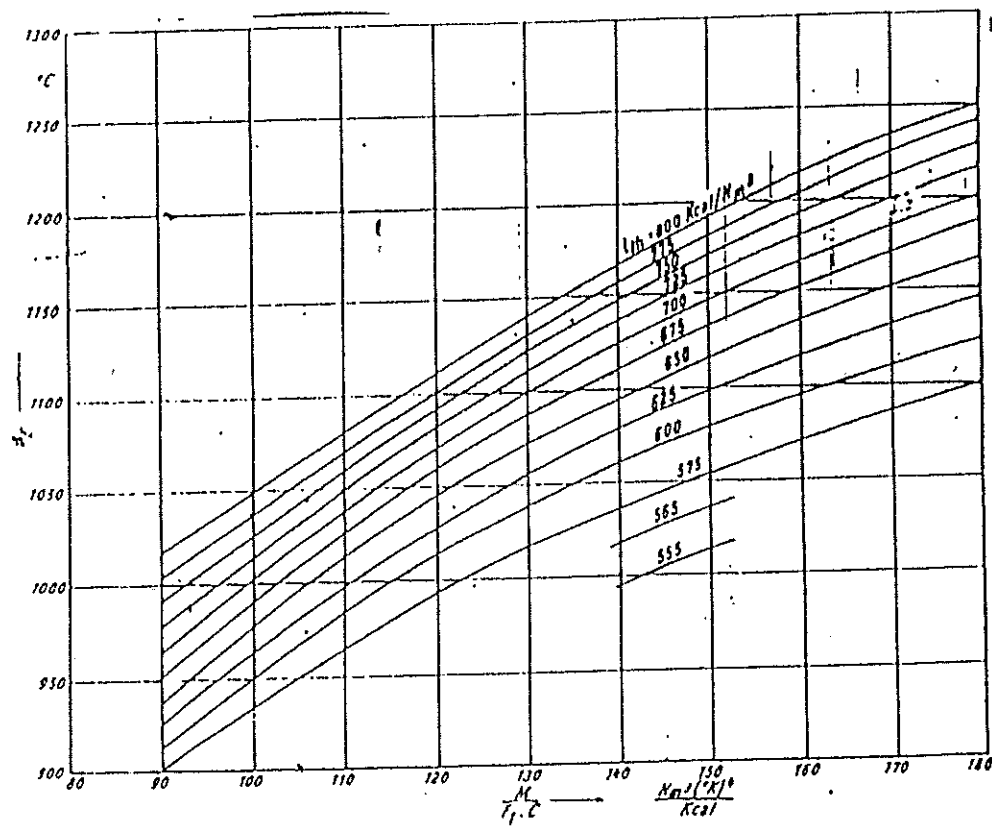
PIPE AND PIPE FITTINGS

Table 13. Seamless-steel Boiler Tubes
(National Tube Division, United States Steel Corp.)

Out- side diam., in.	Thickness		Mfg. wt, lb per ft	Out- side diam., in.	Thickness		Mfg. wt, lb per ft	Out- side diam., in.	Thickness		Mfg. wt, lb per ft
	BWG	In.			BWG	In.			BWG	In.	
1	13	0.095	1.037	3½	12	0.109	3.171	4½	10	0.134	7.103
	12	0.109	1.168		11	0.120	3.457		9	0.148	7.817
	11	0.120	1.263		10	0.134	3.835		8	0.165	8.701
	10	0.134	1.384		9	0.148	4.207		7	0.180	9.447
1½	13	0.095	1.323	3½	12	0.109	3.504	5	9	0.148	8.720
	12	0.109	1.502		11	0.120	3.823		8	0.165	9.711
	11	0.120	1.628		10	0.134	4.244		7	0.180	10.550
	10	0.134	1.793		9	0.148	4.658		6	0.203	11.810
1¾	13	0.095	1.619	3	12	0.109	3.838	3½	9	0.148	9.622
	12	0.109	1.836		11	0.120	4.189		8	0.165	10.720
	11	0.120	1.994		10	0.134	4.632		7	0.180	11.650
	10	0.134	2.201		9	0.148	5.110		6	0.203	13.050
2	13	0.095	1.910	3½	11	0.120	4.535	6	7	0.180	12.730
	12	0.109	2.189		10	0.134	5.061		6	0.203	14.390
	11	0.120	2.360		9	0.148	5.561		5	0.220	15.410
	10	0.134	2.610		8	0.165	6.179		4	0.238	16.640
2½	13	0.095	2.201	3½	11	0.120	4.921				
	12	0.109	2.503		10	0.134	5.469				
	11	0.120	2.726		9	0.148	6.013				
	10	0.094	3.018		8	0.065	6.683				
3	13	0.095	2.492	4	10	0.134	6.246				
	12	0.109	2.837		9	0.148	6.915				
	11	0.120	3.092		8	0.165	7.693				
	10	0.134	3.427		7	0.180	8.547				

TABEL : UKURAN PIPA BAJA SEAMLESS (STANDARD HANDBOOK FOR
MECHANICAL ENGINEERS : 8 - 124).

LAMPIRAN H



GRAFIK : UNTUK MENENTUKAN TEMPERATUR NYALA API ATAU GAS
ASAP (LEDINEGG : 128).

LAMPIRAN I

Kalor jenis gas asap rata-rata pada tekanan konstan dan tiap-tiap temperatur dapat ditentukan dengan hubungan sbb:

$$c_{pa} = (K_{cp})_{CO_2} + (K_{cp})_{SO_2} + (K_{cp})_{H_2O} + (K_{cp})_{N_2} + (K_{cp})_{O_2}$$

dimana :

$$K_{CO_2} = 11,38 \%$$

$$K_{SO_2} = 0,05 \%$$

$$K_{H_2O} = 12,13 \%$$

$$K_{N_2} = 73,18 \%$$

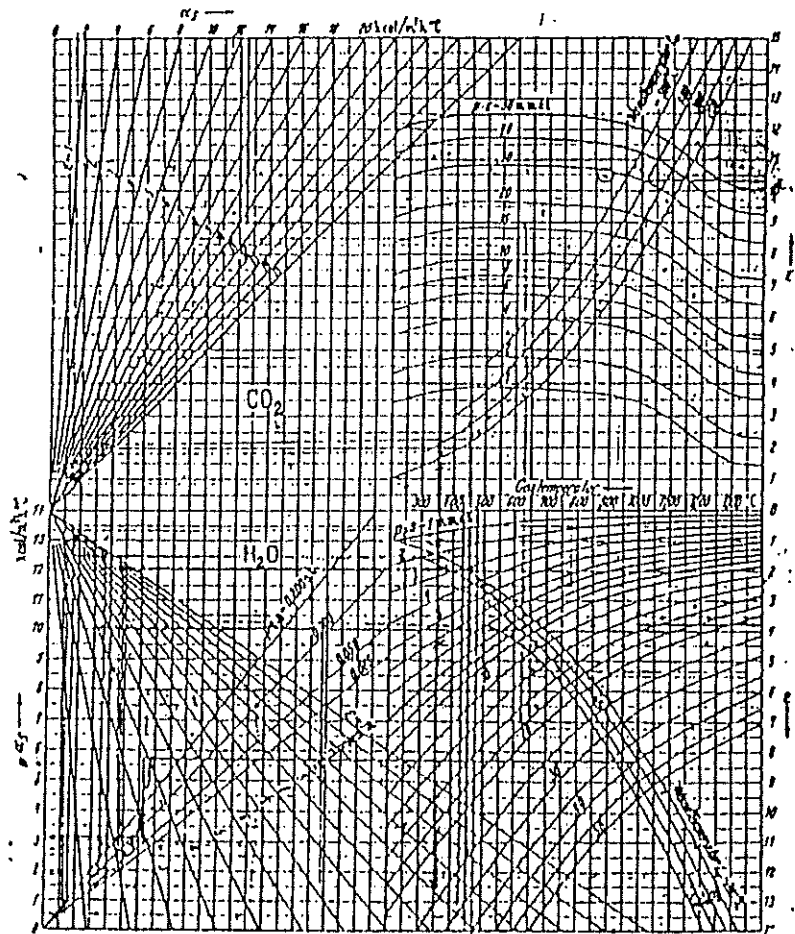
$$K_{O_2} = 3,24 \%$$

Sehingga kalor jenis gas asap rata-rata dapat ditabelkan :

Temp (°C)	K cp SO ₂	K cp N ₂	K cp O ₂	K cp H ₂ O	K cp CO ₂	c _{pa}
0	0,0002	0,227	0,010	0,043	0,043	0,3232
200	0,0002	0,228	0,010	0,044	0,049	0,3312
400	0,0002	0,231	0,011	0,045	0,053	0,3402
600	0,0002	0,235	0,011	0,047	0,056	0,3492
800	0,0002	0,239	0,011	0,048	0,058	0,3562
1000	0,0003	0,244	0,011	0,05	0,06	0,3693
1200	0,0003	0,247	0,012	0,051	0,062	0,3723

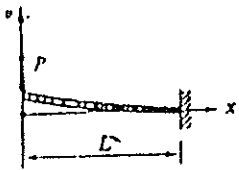
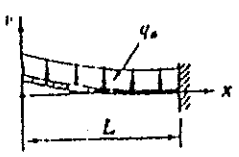
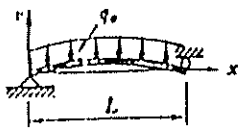
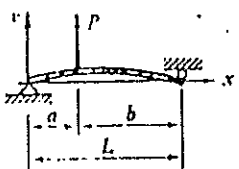
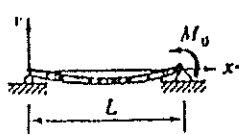
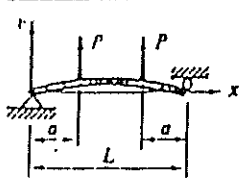
KALOR JENIS GAS ASAP RATA-RATA PADA TEKANAN KONSTAN DAN TIAP TIAP TEMPERATUR DAPAT DITENTUKAN DENGAN HUBUNGAN TERSEBUT DI ATAS.

LAMPIRAN J



GRAFIK : UNTUK MENENTUKAN KOEFISIEN PERPINDAHAN KALOR
 RADIASI GAS CO_2 DAN H_2O (LEDINEGG : 192).

LAMPIRAN K

Loading	Equation of Elastic Curve	
	Maximum Deflection	Slope at End
	$v = \frac{P}{6EI}(2L^3 - 3L^2x + x^3)$ $v_{max} = v(0) = \frac{PL^3}{3EI}$	$\theta(0) = -\frac{PL^2}{2EI}$
	$v = \frac{q_0}{24EI}(x^4 - 4L^3x + 3L^4)$ $v_{max} = v(0) = \frac{q_0 L^4}{8EI}$	$\theta(0) = -\frac{q_0 L^3}{6EI}$
	$v = \frac{q_0 x}{24EI}(L^3 - 2Lx^2 + x^3)$ $v_{max} = v(L/2) = \frac{5q_0 L^4}{384EI}$	$\theta(0) = -\theta(L) = \frac{q_0 L^3}{24EI}$
	<p>When $0 \leq x \leq a$, then</p> $v = \frac{Pb}{6EIL}[(L^3 - b^3)x - x^3]$ <p>When $a - b = \frac{L}{2}$, then</p> $v = \frac{Px}{48EI}(3L^3 - 4x^3)$ $v_{max} = v(L/2) = \frac{PL^3}{48EI}$	<p>See Example 11-4.</p> $(0 \leq x \leq \frac{L}{2})$ $\theta(0) = -\theta(L) = \frac{PL^2}{16EI}$
	$v = -\frac{M_0 x}{6EI}(L^2 - x^2)$ $v_{max} = v(L/\sqrt{3}) = -\frac{M_0 L^2}{9\sqrt{3}EI}$	$\theta(0) = -\frac{\theta(L)}{2} = -\frac{M_0 L}{6EI}$
	$v_a = v(a) = \frac{Pa^2}{6EI}(3L - 4a)$ $v_{max} = v(L/2) = \frac{Pa}{24EI}(3L^2 - 4a^2)$	$\theta(0) = \frac{Pa}{2EI}(L - a)$

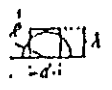
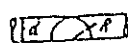
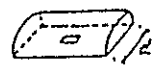



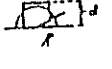

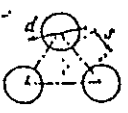
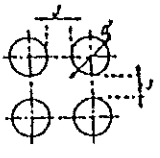
TABEL : UNTUK MENENTUKANKAN PERSAMAAN DEFLEKSI SLOPE BAGI BERBAGAI PEMBEBANAN PADA BATANG (12 : 680).

LAMPIRAN L

Temperatur °C	Spezifisches Volumen m ³ /t	Wichte kg/cm ³	Temperatur °C	Spezifisches Volumen m ³ /t	Wichte kg/cm ³
0	1.0002	000.8	90	1.0350	005.3
2	1.0001	000.0	95	1.0300	061.9
4	1.0000	1000.0	100	1.0435	959.3
6	1.0001	000.0	110	1.0515	051.0
8	1.0002	900.8	120	1.0603	943.1
10	1.0004	000.0	130	1.0697	034.8
12	1.0006	000.4	140	1.0788	020.1
14	1.0008	000.2	150	1.0880	010.9
16	1.0012	008.8	160	1.1021	007.4
18	1.0016	008.5	170	1.1144	897.3
20	1.0018	008.2	180	1.1275	898.0
22	1.0023	007.7	190	1.1413	870.0
24	1.0028	007.2	200	1.1665	801.7
26	1.0033	006.7	210	1.1720	832.9
28	1.0039	006.1	220	1.1900	840.3
30	1.0044	005.0	230	1.2088	872.3
32	1.0051	004.0	240	1.2291	813.0
34	1.0058	004.2	250	1.2512	799.2
36	1.0065	003.5	260	1.2735	734.0
38	1.0072	002.1	270	1.3023	767.9
40	1.0079	002.2	280	1.3321	750.7
45	1.0089	000.2	290	1.3653	732.3
50	1.0121	039.0	300	1.4030	712.5
55	1.0143	085.7	310	1.448	690.6
60	1.0171	093.2	320	1.490	667.1
65	1.0199	080.8	330	1.502	610.2
70	1.0228	077.7	340	1.541	609.4
75	1.0258	074.0	350	1.747	572.4
80	1.0290	071.8	360	1.907	524.4
85	1.0323	068.7	370	2.230	443.4
			374	2.790	338.4

TABEL : BERAT DAN VOLUME JENIS AIR (H_2O). (9 : 145).

LAMPIRAN M

Form des Gaskörpers	Abbildungen	Strahlungseffekte bezogen auf	Gleichwertiger Radius R
Kreiszylinder $h = d$		Mitte Grundfläche	$R = 0.77 \cdot d$
Kreiszylinder $h = \infty$		Mantel	$R = 0.95 \cdot d$
Halbkreiszylinder $h = \infty$		Mitte ebener Begrenzungsfläche	$R = 0.43 \cdot d$
Kugel		Mantel	$R = 0.65 \cdot d$
Schicht zwischen zwei unbegrenzten parallelen Ebenen		Begrenzungsfläche	$R = 1.8 \cdot h$
Kreiszylinder $h = \infty$		Mitte Grundfläche	$R = 0.9 \cdot d$
Würfel		Gesamte Würfelfläche	$R = 0.66 \cdot a$
Quader		Gesamte Grundfläche	$R = 1.3 \cdot a$
Rohrbündel $s = d$ $u = 2d$		Gesamte Rohroberfläche Gesamte Rohroberfläche	$R = 3 \cdot a$ $R = 3.8 \cdot a$
$s = d$		Gesamte Rohroberfläche	$R = 3.5 \cdot a$

TABEL : UNTUK MENENTUKAN JARI-JARI EKIVALEN (9 : 196).

LAMPIRAN N

Table A-6. Steel-pipe dimensions.*

Nominal pipe size, in.	Outside diam., in.	Schedule No.	Wall thick- ness, in.	Inside diam., in.	Cross- sectional area metal, sq in.	Inside cross- sectional area sq ft
1/4	0.405	40	0.068	0.260	0.072	0.00040
		80	0.045	0.215	0.093	0.00025
1/2	0.540	40	0.088	0.364	0.125	0.00072
		80	0.119	0.302	0.157	0.00050
3/4	0.675	40	0.091	0.403	0.167	0.00133
		80	0.120	0.423	0.217	0.00098
1	0.840	40	0.109	0.622	0.250	0.00211
		80	0.147	0.546	0.320	0.00163
		160	0.187	0.460	0.384	0.00118
1 1/4	1.050	40	0.113	0.824	0.333	0.00371
		80	0.154	0.742	0.433	0.00300
		160	0.218	0.614	0.570	0.00206
1 1/2	1.315	40	0.133	1.049	0.494	0.00600
		80	0.170	0.957	0.630	0.00400
		160	0.250	0.816	0.837	0.00362
1 3/4	1.600	40	0.140	1.360	0.699	0.01010
		80	0.191	1.278	0.891	0.00891
		160	0.250	1.100	1.107	0.00734
2	1.900	40	0.145	1.610	0.799	0.01414
		80	0.200	1.500	1.068	0.01225
		160	0.281	1.338	1.429	0.00976
2 1/2	2.375	40	0.154	2.067	1.075	0.02330
		80	0.218	1.939	1.477	0.02050
		160	0.343	1.689	2.190	0.01556
3	2.675	40	0.203	2.469	1.701	0.03322
		80	0.270	2.323	2.254	0.02942
		160	0.375	2.125	2.945	0.02463
3 1/2	3.500	40	0.210	3.068	2.226	0.05130
		80	0.300	2.900	3.016	0.04557
		160	0.437	2.626	4.205	0.03761
4	4.000	40	0.226	3.548	2.650	0.06570
		80	0.316	3.364	3.678	0.06170
4 1/2	4.500	40	0.237	4.026	3.173	0.08510
		80	0.337	3.826	4.407	0.07986
		120	0.437	3.626	5.578	0.07170
		160	0.531	3.438	6.621	0.06447

* Based on A.S.A. Standards D38.10.

† Designates former "standard" sizes.

‡ Former "extra strong."

TABEL : DIMENSI PIPA BAJA (8 : 643).

LAMPIRAN O

Table A-2. Physical properties of some nonmetals.

Material	Average Temperature (°F)	k (Btu/hr ft F)	α (ft ² /hr F)	ρ (lb _m /cu ft)	γ (lb _m /ft ³)
Insulating Materials					
Asbestos	32	0.087	0.25	30	~0.01
	392	0.12	30	~0.01
Cork	86	0.025	0.04	10	~0.006
Cotton, fabric	200	0.010		
Diatomaceous earth, powdered	100	0.030	0.21	14	~0.01
	300	0.030		
	600	0.016		
Molded pipe covering	400	0.051	20	
	1600	0.088		
Glass wool					
Fine	20	0.022		
	100	0.031	1.5	
	200	0.043		
Packed	20	0.016		
	100	0.022	0.0	
	200	0.029		
	100	0.027	8.2	
Hair felt					
Kaolin insulating brick	932	0.15	27	
	2102	0.26		
Kaolin insulating firebrick	392	0.05	19	
	1400	0.11		
85% magnesia	32	0.032	17	
	200	0.037	17	
Rock wool	20	0.017	8	
	200	0.030		
Rubber	32	0.087	0.48	75	0.0024
Building Materials					
Brick					
Fire-clay	392	0.58	0.20	144	0.02
	1832	0.95		
Masonry	70	0.38	0.20	106	0.018
Zirconia	392	0.84	304	
	1832	1.13		
Chrome brick	392	0.82	216	
	1832	0.96		
Concrete					
Stone	~ 70	0.54	0.20	144	0.019
10% moisture	~ 70	0.70	140	~0.025
Glass, window	~ 70	~0.45	0.2	170	0.013
Limestone, dry	70	0.40	0.22	105	0.017
Sand					
Dry	65	0.20	95	
10% H ₂ O	68	0.60	100	
Soil					
Dry	70	~0.20	0.44	~0.01
Wet	70	~1.5	~0.03
Wood					
Oak \perp to grain	70	0.12	0.57	51	0.0011
" " to grain	70	0.20	0.57	51	0.0069
Pine \perp to grain	70	0.06	0.67	31	0.0029
" " to grain	70	0.14	0.67	31	0.0067
Ice	32	1.28	0.46	57	0.045

TABEL : SIFAT - SIFAT FISIK BAHAN LOGAM DAN NON LOGAM

(8 : 634).

LAMPIRAN O (LANJUTAN)

Table A-1. Thermal conductivity k , specific heat c , density ρ , and thermal diffusivity α of metals and alloys.

MATERIAL	k (Btu/hr ft F)				c (Btu/lb _m F)		α (in ² /hr)
	32 F	212 F	572 F	932 F	32 F	32 F	
Metals							
Aluminum.....	117	119	133	155	0.208	168	3.33
Bismuth.....	4.9	3.9	0.029	612	0.28
Copper, pure.....	221	218	212	207	0.091	558	4.42
Gold.....	168	170	0.030	1203	4.68
Iron, pure.....	35.8	36.6	0.104	491	0.70
Lead.....	20.1	19	18	0.030	705	0.95
Magnesium.....	91	92	0.232	109	3.60
Mercury.....	4.6	0.033	840	0.17
Nickel.....	34.5	31	32	0.103	555	0.60
Silver.....	242	238	0.050	655	6.6
Tin.....	30	34	0.034	450	1.40
Zinc.....	85	64	59	0.091	446	1.00
Alloys							
Admiralty metal.....	65	64
Brass, 70% Cu, 30% Zn.....	80	60	66	0.092	632	1.14
Bronze, 75% Cu, 25% Sn.....	15	0.082	640	0.34
Cast Iron							
Plain.....	33	31.8	27.7	24.8	0.11	474	0.03
Alloy.....	30	26.3	27	0.10	455	0.06
Constantan, 60% Cu, 40% Ni.....	12.4	12.8	0.10	557	0.22
18-8 stainless steel,							
Type 304.....	6.0	9.4	10.9	12.4	0.11	488	0.15
Type 347.....	6.0	9.3	11.0	12.8	0.11	488	0.15
Steel, mild, 1% C.....	26.5	20	25	22	0.11	490	0.49

LAMPIRAN P

Bezeichnung der Stähle	alt neu	I 12 U 12	II 12 C 18	IV 12 U 26	20 Mn 3	20 Mn 8
Bestandteile %	C ~ Si ~ Mn ~	0.12 — 0.40	0.18 0.20 0.40	0.25 0.25 0.50	0.20 0.35 0.80	0.20 0.45 1.3
Zugfestigkeit kg/mm^2		35—45	41—50	47—50	47—50	50—60
Streckgrenze kg/mm^2 bei 20°		10	22	25	27	30
Berechnungsfestigkeit (K) in kg/mm^2 bei Wandtemperatur von $k = K/1.6$	100° 200° 250° 300° 350° 400° 450° 500°	18 10 14 12 10 7 (4) —	21 18 10 14 12 9 (5) —	24 22 20 18 16.5 12 7 (3)	28 25 23 21 18 14.5 10 4	28 20 23 20 18 10.5 13 4

Zahlentafel 133a. Derzeitige Stähle für Kesselbleche
(für wassergas- oder elektrisch geschweißte Trommeln)

Bezeichnung	C %	Si %	Mn %	Cr %	Mo %	Schweiß- bar	Festigkeits- bezug bei 20°C	Streckgrenze kg/mm^2 bei °C					Dauerstands- festigkeit kg/mm^2 bei °C				Leg- Wert
								20	200	250	300	350	400	450	500	550	
a) unlegierte Kesselbleche																	
St 36 I	0.1	0.15	0.6	—	—	W, E	35—44	10	10	15	14	12	8	6	—	—	—
St 41 II	0.14	0.15	0.65	—	—	W, E	41—50	24	20	18	10	13	10	7	3	—	—
St 44 III	0.16	0.25	0.8	—	—	W, E	44—53	20	21	10	17	14	11	7.5	3	—	—
St 47 IV	0.24	0.3	0.7	—	—	E	47—60	28	23	21	10	10	12	8	—	—	—
b) legierte Kesselbleche																	
10 Mn 6	0.2	0.55	1.15	—	—	E	60	32	28	25	22	20	17	13	8	0	3.75
20 Mn 3	0.2	0.25	0.65	—	0.30	E	47	28	25	23	21	20	18	10	11	8	10.2
10 Cr Mo 4	0.10	0.25	0.65	1	0.45	E	47	30	27	25	23	22	20	18	16	8	47.3

Zahlentafel 140. Berechnungsfestigkeit K für Überhitzerrohre und Rohrleitungen

Wandtemperatur	°C	300	350	400	425	450	475	500	525	550
St. 35.8 (35—35 kg/mm^2)	kg/ mm^2	15	13	9	7	5	4	(3)	—	—
St. 45.8 (45—55 kg/mm^2)		17	16	10	8	6	5	(3)	—	—
15 Mn 3 (45—55 kg/mm^2)		24	22	17	14	10	14	12	8	15
15 CrMo 4 (45—55 kg/mm^2)		20	24	21	20	10	17	16	12	7

TABEL : TEGANGAN BAHAN YANG DIJINKAN PADA TEMPERATUR DAN
TEKANAN TERTENTU.